

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

КІРОВОГРАДСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

**КОНСТРУЮВАННЯ, ВИРОБНИЦТВО
ТА ЕКСПЛУАТАЦІЯ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ
МАШИН**

**Загальнодержавний міжвідомчий
науково-технічний збірник**

Заснований у 1971 р.

За загальною редакцією М.І. Черновола

Випуск 39

КІРОВОГРАД 2009

УДК 631.3.001.1 (082)

Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин, випуск 39. – Кіровоград: КНТУ, 2009. — 448 с.

В збірнику викладені питання розрахунку і конструювання, удосконалення конструкцій, створення і дослідження нових робочих органів сільськогосподарських машин, засобів механізації, електрифікації та автоматизації сільськогосподарського машинобудування. Описані результати досліджень технологій виробництва, надійності та довговічності машин. Дані практичні рекомендації по використанню результатів досліджень і дослідно-конструкторських розробок в сільськогосподарській і інших галузях машинобудування.

Збірник розрахований на наукових і інженерно-технічних робітників науково-дослідних інститутів, ВНЗ, конструкторських організацій і промислових підприємств.

Рекомендовано до друку вченою радою Кіровоградського національного технічного університету, протокол № 1 від 28 вересня 2009 року.

Редакційна колегія: Бойко А.І., д.т.н., проф.; Гамалій В.Ф., д.ф.-м.н., проф.; Зіновік М.А., д.х.н., проф.; Косінов М.М., к.т.н., доц. (відповідальний секретар); Носуленко В.І. д.т.н., проф.; Павленко І.І., д.т.н., проф.; Петренко М.М., к.т.н., проф. (заст. відп. редактора); Сало В.М., д.т.н., проф.; Черновол М.І., д.т.н., проф. (відповідальний редактор).

Адреса редакційної колегії: 25006, м. Кіровоград, пр. Університетський, 8, Кіровоградський національний технічний університет, тел.: 390-581, 390-472, 55-10-49.

Автори опублікованих матеріалів несуть відповідальність за підбір і точність наведених фактів, цитат, економіко-статистичних даних, власних імен та інших відомостей, а також за те, що матеріали не містять даних, які не підлягають відкритій публікації. Редакція може публікувати статті в порядку обговорення, не поділяючи точки зору автора.

Збірник включений ВАК України в перелік спеціалізованих видань з технічних наук (бюлетень ВАК №5 від 1999р.).

Реєстраційне свідоцтво: серія КВ № 15254 – 3826 ПР від 30.04.2009 р.

**Конструювання, виробництво та експлуатація
сільськогосподарських машин**

Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник

Заснований у 1971 році

Випуск 39

Відповідальний за випуск М.М. Косінов

Комп'ютерна верстка І.М. Каліч

Тиражування О.Г. Каліч

*Приватне підприємство «Ексклюзив-Систем»
Свідоцтво про реєстрацію № 05720-ПП-1 від 10.12.1996.
25006, м. Кіровоград, вул. Шевченка, 25
тел./факс 24-35-53*

Здано в набір 14.10.2009. Підписано до друку 20.10.2009. Формат 60х84 1/8.
Папір офсетний. Гарнітура Times New Roman. Умов. друк. арк. 27,38.
Обл. вид. арк. 37,7. Наклад 300 прим. Замовлення №000176.

С.Ф. Пилипака, д-р. техн. наук, Д.Г. Войтюк, канд. техн. наук, чл.-кор. УААН
Національний університет біоресурсів і природокористування України

В.В. Адамчук, д-р. техн. наук, чл.-кор. УААН, В.М. Булгаков, д-р. техн. наук, чл.-кор. УААН

Українська академія аграрних наук

Математична модель руху матеріальної частинки у відцентровому розсіювальному апараті із циліндричними лопатками

Розглянуто відносний рух частинки по циліндричній лопатці, прикріпленій до диска в радіальному напрямі. Складено систему диференціальних рівнянь руху частинки із застосуванням супровідного тригранника переносної траєкторії, якою є коло, та формул Френе. Здійснено чисельне інтегрування системи. Зроблено візуалізацію одержаних результатів.

матеріальна частинка, відцентрова сила, шорсткий диск, лопатка

Вступ. Для внесення мінеральних добрив шляхом розсіювання використовуються відцентрові апарати із лопатками різних конструкцій. Лопатка кріпиться до горизонтального диска, що обертається навколо вертикальної осі. Закономірності руху мінеральних добрив з достатньою для практики точністю можна аналітично описати, розглядаючи рух окремих частинок. При цьому, як показали результати попередніх досліджень, рух вказаних частинок можна аналітично описувати, не враховуючи їх розмірів і форми. Матеріальна частинка під дією відцентрової сили рухається по поверхні лопатки і одночасно обертається разом із нею навколо вертикальної осі, тобто перебуває у складному русі. Якщо кінематика частинки у відцентрових апаратах із прямолінійними лопатками досить добре вивчена, то для апаратів із криволінійними лопатками у вигляді циліндричного жолоба вона потребує окремих досліджень.

Аналіз останніх досліджень. Вивченню теоретичних основ складного руху матеріальної частинки по поверхні шорсткого диска, що обертається навколо вертикальної осі, присвячені фундаментальні праці [1, 2]. В них розглянуто рух частинки за наявності і відсутності лопаток. В праці [3] розглянуто випадок, коли частинка після сходу із диска потрапляє на прямолінійну лопатку із Г-подібним поперечним перерізом, встановлену під певним кутом до горизонтальної площини. Частинка під дією відцентрової сили рухається по лопатці вгору від осі обертання і в момент сходу із лопатки має такий же кут, що забезпечує більшу дальність її польоту в порівнянні із горизонтальними лопатками. В [4] розглянуто рух частинки по криволінійній лопатці, коли в момент вступу частинки на неї кут нахилу дорівнює нулю, і в процесі руху зростає, набуваючи на сході із лопатки заданої величини. В праці [5] досліджено відносну і абсолютну траєкторії частинки при нахилі диска із прямолінійними лопатками під певним кутом до горизонту, що забезпечує політ частинки в момент сходу із диска вгору за умови, що частинка попадає в розрахунковий сектор диска. В деяких розсіювальних апаратах застосовуються горизонтально встановлені циліндричні лопатки у вигляді жолоба. Щоб скласти диференціальні рівняння руху частинки по такій лопатці, доцільно застосовувати відомі

формули Френе, які відіграють велику роль не тільки у диференціальній геометрії поверхонь, а і у кінематиці точки, про що детально описано в праці [6].

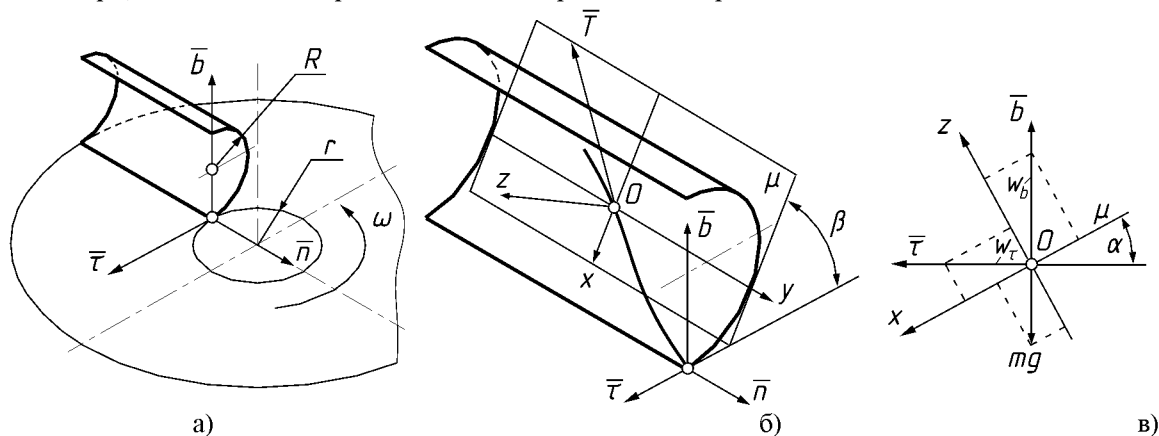
Мета досліджень. Зважаючи на те, що траєкторією руху матеріальної частинки вздовж криволінійної циліндричної лопатки є просторова крива, дослідити її кінематичні характеристики та з'ясувати закономірності переміщення.

Основний зміст дослідження. Складання математичної моделі руху матеріальної частинки по лопатці розсіювального апарату почнемо із побудови еквівалентної схеми. Закріпимо циліндричний жолоб на горизонтальному диску, як це показано на рис. 1, а. При обертанні диска у напрямі, що показаний стрілкою, кінці нижньої прямолінійної твірної жолоба описуватимуть кола, із яких більше є периферією диска, а менше матиме кривину $k = 1/r$, де r – його радіус. В точці на меншому колі розташуємо супровідний тригранник Френе, як показано на рис. 1, а. Супровідний тригранник і жолоб прикріплені до диска жорстко, отже жолоб по відношенню до тригранника буде нерухомий, а сам тригранник при обертанні диска із кутовою швидкістю ω буде супровідним для кола $k = 1/r$. Рівняння циліндричного жолоба на орти тригранника запишуться:

$$\rho_\tau = -R \sin \alpha, \quad \rho_n = -u, \quad \rho_b = -R \cos \alpha + R, \quad (1)$$

де R – радіус кола – основи циліндричного жолоба;

α і u – змінні параметри поверхні, причому α – кут повороту точки навколо осі циліндра, u – довжина прямолінійної твірної циліндра.



а) горизонтальний диск із циліндричним жолобом; б) циліндричний жолоб та проведена до нього в точці знаходження частинки дотична площина μ ; в) взаємне положення двох систем: тригранника Френе і системи координат $Oxyz$ з дотичною площиною μ

Рисунок 1 – Еквівалентна схема розсіювального відцентрового апарату

При обертанні диска частинка, яка попадає на циліндричний жолоб, починає по ньому рухатися під дією відцентрової сили по певній траєкторії. Щоб отримати рівняння траєкторії, необхідно дві незалежні змінні α і u зв'язати між собою певною залежністю. У нашому випадку доцільно зробити їх функціями довжини дуги s напрямного кола $k = 1/r$ (це дає змогу використати формули Френе). Таким чином, $\alpha = \alpha(s)$ і $u = u(s)$ – невідомі функції, які потрібно знайти, щоб побудувати траєкторію руху частинки по жолобу і визначити інші кінематичні характеристики.

Диференціальне рівняння руху частинки у векторному вигляді запишеться:

$$m\bar{a} = \bar{F}, \quad (2)$$

де m – маса частинки;

\bar{a} – вектор абсолютного прискорення;

\overline{F} – вектор прикладених до частинки сил.

Якщо траєкторія руху точки в системі тригранника Френе задана проекціями ρ_τ , ρ_n і ρ_b на його орти, то абсолютне прискорення на ці ж орти має вигляд [6]:

$$\begin{aligned} a_\tau &= V^2(\rho_\tau'' - k^2 \rho_\tau - 2k\rho_n'), \\ a_n &= V^2(\rho_n'' - k^2 \rho_n + 2k\rho_\tau' + k), \\ a_b &= V^2 \rho_b'', \end{aligned} \quad (3)$$

де $k = 1/r$ – кривина напрямного кола;

V – швидкість руху вершини тригранника по напрямному колу.

Диференціюванням по s рівнянь (1) знайдемо перші і другі похідні виразів, що входять до (3):

$$\begin{aligned} \rho_\tau' &= -R\alpha' \cos \alpha; & \rho_\tau'' &= -R(\alpha'' \cos \alpha - \alpha'^2 \sin \alpha); \\ \rho_n' &= -u'; & \rho_n'' &= -u''; \\ \rho_b' &= R\alpha' \sin \alpha; & \rho_b'' &= R(\alpha'' \sin \alpha + \alpha'^2 \cos \alpha). \end{aligned} \quad (4)$$

Векторне рівняння (2) потрібно розписати в проекціях на осі певної системи координат (нерухомої або рухомої). Рух частинки в певній точці циліндра можна розглядати, як рух у дотичній площині. Тому нам доцільно провести дотичну площину μ до поверхні циліндра в точці O знаходження частинки (рис. 1, б) і скласти рівняння руху частинки в цій площині (при цьому кут між дотичною і горизонтальною площинами $\beta = \beta(s)$ є змінним). Осі прямокутної системи $Oxyz$ розташовуємо так, щоб вісь Oy була спрямована вздовж твірної циліндра, вісь Ox розташовуємо перпендикулярно до осі Oy в дотичній площині, тоді вісь Oz буде спрямована перпендикулярно до дотичної площини, тобто по нормалі до поверхні циліндра.

Підставивши (4) в (3), одержимо проекції абсолютного прискорення частинки на орти тригранника:

$$\begin{aligned} a_\tau &= V^2 [R(\alpha'^2 + k^2) \sin \alpha - R\alpha'' \cos \alpha + 2ku], \\ a_n &= V^2 [k(1 + ku) - 2Rk\alpha' \cos \alpha - u''], \\ a_b &= V^2 R(\alpha'' \sin \alpha + \alpha'^2 \cos \alpha). \end{aligned} \quad (5)$$

Можна показати, що кут β між дотичною площиною μ і горизонтальною площиною Oxy дорівнює куту $\alpha = \alpha(s)$. Враховуючи це, можна спроеціювати складові абсолютного прискорення a із ортів тригранника на осі системи $Oxyz$ (рис. 1, в):

$$\begin{aligned} a_x &= a_\tau \cos \alpha - a_b \sin \alpha, \\ a_y &= a_n, \\ a_z &= a_\tau \sin \alpha + a_b \cos \alpha. \end{aligned} \quad (6)$$

Підставимо (5) у (6) і отримаємо абсолютне прискорення частинки в проекціях на осі системи $Oxyz$:

$$\begin{aligned} a_x &= V^2 (Rk^2 \sin \alpha \cos \alpha + 2ku' \cos \alpha - R\alpha''), \\ a_y &= V^2 (k + k^2 u - 2Rk\alpha' \cos \alpha - u''), \\ a_z &= V^2 (R\alpha'^2 + Rk^2 \sin^2 \alpha + 2ku' \sin \alpha). \end{aligned} \quad (7)$$

Вага частинки mg , де $g = 9,81 \text{ м/с}^2$, в проекціях на осі системи координат $Oxyz$ запишеться (рис. 1, в):

$$\{mg \sin \alpha, \quad 0, \quad -mg \cos \alpha\}. \quad (8)$$

Знайдемо координати вектора \bar{T} дотичної до відносної траєкторії. Його проекції на орти тригранника рівні першим похідним (4). Приводячи його до одиничного, одержимо:

$$\left\{ -\frac{R\alpha' \cos \alpha}{\sqrt{R^2 \alpha'^2 + u'^2}}; \quad -\frac{u'}{\sqrt{R^2 \alpha'^2 + u'^2}}; \quad \frac{R\alpha' \sin \alpha}{\sqrt{R^2 \alpha'^2 + u'^2}} \right\}. \quad (9)$$

Застосувавши формули переходу (6) від системи тригранника до системи $Oxyz$, отримаємо проекції вектора (9) на осі системи $Oxyz$:

$$\left\{ -\frac{R\alpha'}{\sqrt{R^2 \alpha'^2 + u'^2}}, \quad -\frac{u'}{\sqrt{R^2 \alpha'^2 + u'^2}}, \quad 0 \right\}. \quad (10)$$

Знаючи вектор абсолютного прискорення частинки, прикладені сили та напрям її руху в системі $Oxyz$, можна скласти диференціальне рівняння (2) в проекціях на осі системи $Oxyz$:

$$\begin{aligned} ma_x &= mg \sin \alpha - (fP)_x; \\ ma_y &= -(fP)_y; \\ ma_z &= P - mg \cos \alpha, \end{aligned} \quad (11)$$

де $(fP)_x$ і $(fP)_y$ – складові сили тертя на осі Ox і Oy відповідно, причому P – сила тиску поверхні лопатки на частинку, f – коефіцієнт тертя.

Із останнього рівняння (11) знаходимо:

$$P = m(a_z + g \cos \alpha). \quad (12)$$

Із врахуванням напрямних косинусів (10) складові сили тертя на осі Ox і Oy запишуться:

$$\begin{aligned} (fP)_x &= -\frac{fmR\alpha'}{\sqrt{R^2 \alpha'^2 + u'^2}} (a_z + g \cos \alpha); \\ (fP)_y &= \frac{fmu'}{\sqrt{R^2 \alpha'^2 + u'^2}} (a_z + g \cos \alpha). \end{aligned} \quad (13)$$

Шляхом підстановки (13) в (11) одержимо систему із двох рівнянь:

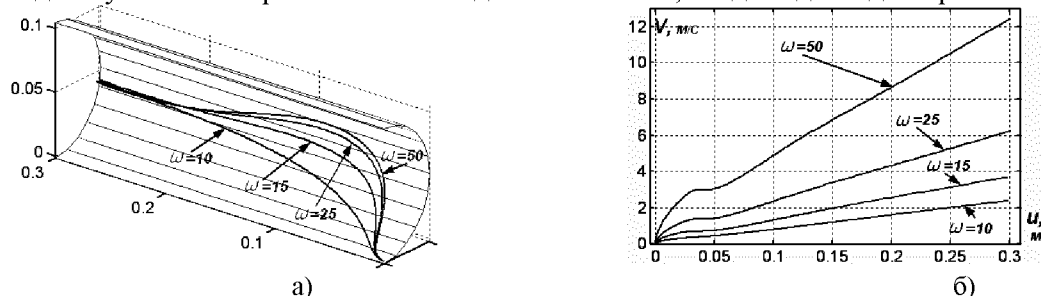
$$\begin{aligned}
ma_x &= mg \sin \alpha + \frac{fmR\alpha'}{\sqrt{R^2\alpha'^2 + u'^2}} (a_z + g \cos \alpha); \\
ma_y &= -\frac{fmu'}{\sqrt{R^2\alpha'^2 + u'^2}} (a_z + g \cos \alpha).
\end{aligned}
\tag{14}$$

Обидва рівняння (14) скоротимо на масу частинки m , підставимо в них вирази (7), і після скорочень і перетворень одержимо (маючи на увазі, що $V = \omega/k$):

$$\begin{aligned}
\alpha'' &= k^2 \sin \alpha \cos \alpha - 2 \frac{k}{R} u' \cos \alpha - \frac{gk^2}{R\omega^2} \sin \alpha - \\
&\quad - \frac{fgk^2 \alpha' \cos \alpha}{\omega^2 \sqrt{R^2 \alpha'^2 + u'^2}} - \frac{f\alpha'}{\sqrt{R^2 \alpha'^2 + u'^2}} (R\alpha'^2 + Rk^2 \sin^2 \alpha - 2ku' \sin \alpha); \\
u'' &= k^2 u - k + 2Rk\alpha' \cos \alpha - \frac{fgk^2 u' \cos \alpha}{\omega^2 \sqrt{R^2 \alpha'^2 + u'^2}} - \\
&\quad - \frac{fu'}{\sqrt{R^2 \alpha'^2 + u'^2}} (R\alpha'^2 + Rk^2 \sin^2 \alpha - 2ku' \sin \alpha).
\end{aligned}
\tag{15}$$

Система диференціальних рівнянь (15) була розв'язана чисельними методами за допомогою пакета *Simulink* системи *MatLab*. Було з'ясовано деякі закономірності кінематичних параметрів частинки в залежності від радіуса R циліндричної лопатки та кутової швидкості ω обертання диска. Підставивши залежності $\alpha = \alpha(s)$ і $u = u(s)$, одержані в результаті чисельного інтегрування системи (15), у вирази (1), отримаємо відносну траєкторію частинки по поверхні циліндричного жолоба. На рис. 2, а побудовані відносні траєкторії руху частинки по циліндричному жолобу радіуса $R = 0,05$ м і його довжині 0,3 м при різних кутових швидкостях обертання диска. Частинка попадає на циліндричну поверхню на відстані 0,95 м від осі обертання ($r = 1/k = 0,05$ м).

Із рис. 2, а видно, що при збільшенні кутової швидкості частинка все вище піднімається по циліндру, хоча сходять із нього приблизно на однаковій висоті, трохи нижче твірної, що відповідає кутові повороту $\alpha = 90^\circ$. Дослідження показали, що висота підйому частинки по циліндрі обмежена. Наприклад, при кутовій швидкості $\omega = 50$ рад/с висота підйому частинки обмежена кутом $\alpha = 105^\circ$ (одна поділка на циліндрі відповідає кутові 15°). При збільшенні кутової швидкості максимальна висота підйому частинки росте повільно до певної межі, не досягаючи до верхньої твірної.



а) відносні траєкторії руху частинки; б) відповідні відносні швидкості руху частинки

Рисунок 2 – Кінематичні характеристики відносного руху частинки по поверхні циліндричної лопатки при $R = 0,05$ м; $r = 1/k = 0,05$ м; $f = 0,3$ і різних кутових швидкостях обертання диска

Знайдемо відносну швидкість руху частинки з виразу $V = dL/dt$, де L – довжина відносної траєкторії, t – час.

Елемент довжини траєкторії знаходимо за відомими формулами визначення довжини дуги із врахуванням (4):

$$\frac{dL}{ds} = \sqrt{\rho_\tau'^2 + \rho_n'^2 + \rho_b'^2} = \sqrt{R^2 \alpha'^2 + u'^2}. \quad (16)$$

Оскільки незалежною змінною в (16) є довжина дуги s кола преносної траєкторії, то при визначенні відносної швидкості теж перейдемо до цієї змінної:

$$V = \frac{dL}{dt} = \frac{dL}{ds} \cdot \frac{ds}{dt} = V_n \frac{dL}{ds}, \quad (17)$$

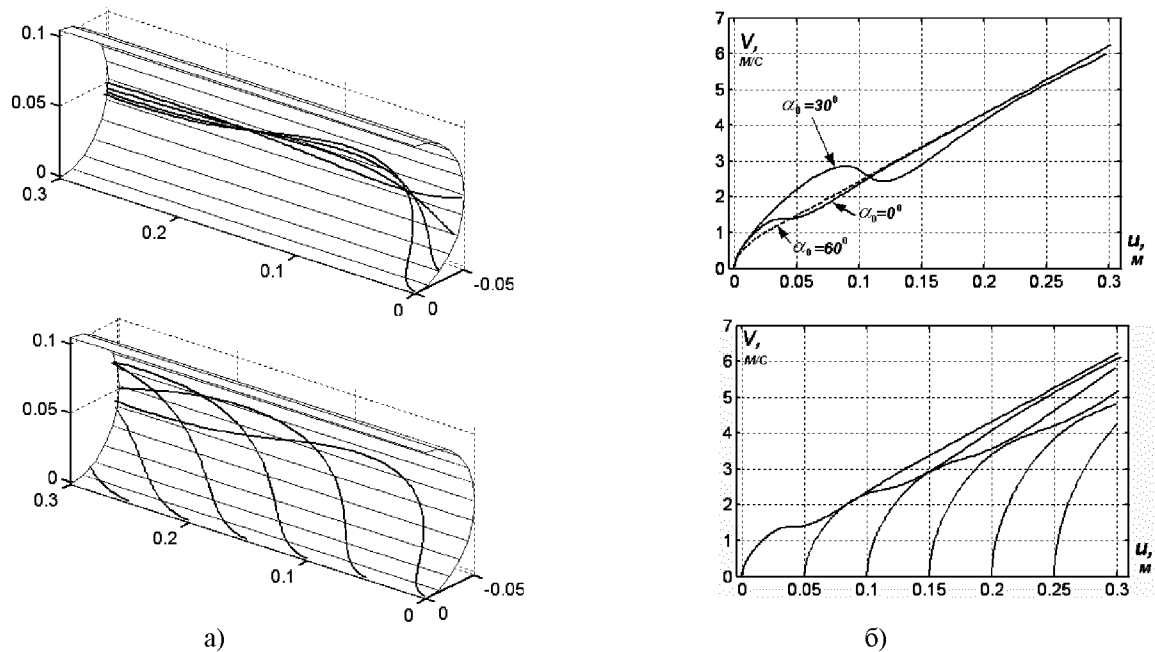
де $V_n = \frac{ds}{dt}$ – переносна швидкість руху вершини тригранника Френе по колу радіуса r . При заданій кутовій швидкості ω обертання диска переносна швидкість відома: $V_n = \omega r = \omega/k$. Отже вираз (17) із врахуванням (16) запишеться:

$$V = \frac{\omega}{k} \sqrt{R^2 \alpha'^2 + u'^2}. \quad (18)$$

На рис. 2,б побудовані графіки зміни відносних швидкостей в залежності від кутової швидкості обертання диска ω . Щоправда, ці графіки побудовані не для залежності $V = V(s)$, а для залежності $V = V(u)$, де u – довжина прямолінійної твірної циліндра. Така залежність є більш наглядною, оскільки дає можливість визначити швидкість руху частинки в будь-якій точці по довжині лопатки і її легко отримати в системі *MatLab* виключенням змінної із залежностей $V = V(s)$ і $u = u(s)$. Із рис. 2,б видно, що швидкість частинки росте в момент розгону, далі по мірі підйому до верхньої точки на циліндрі вона зменшується, а потім стабілізується і далі росте за законом, близьким до лінійного.

На рис. 3 наведено графіки відносних траєкторій і швидкостей частинки при її попаданні на поверхню лопатки у різних точках. На рис. 3, а вгорі побудовано траєкторії при попаданні частинки на поверхню лопатки у різних точках по висоті (через кожні 30° початкового значення кута α_0). По мірі підйому до середини циліндра зміна відносної швидкості циліндра все більше наближається до лінійного закону. Наприклад, при $\alpha_0 = 60^\circ$ і $\alpha_0 = 90^\circ$ графіки швидкостей збігаються (на рис. 3, б вгорі їх позначено штриховою лінією). На рис. 3 внизу побудовано траєкторії відносного руху при попаданні частинки в різні точки нижньої твірної циліндра через 0,05 м та відповідні графіки відносних швидкостей.

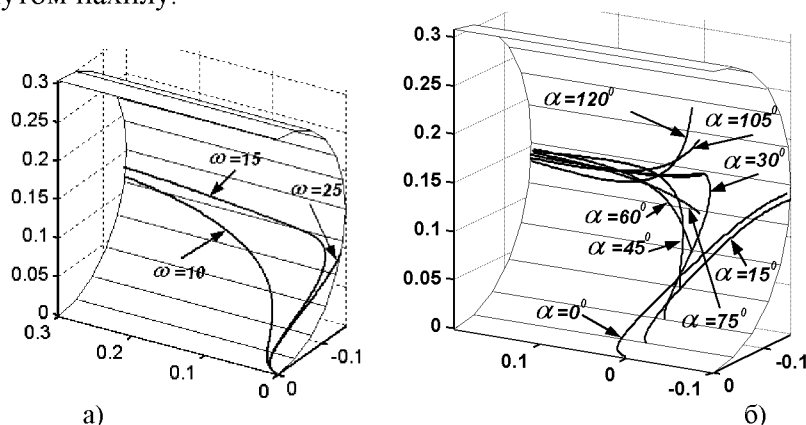
Знайдемо вплив на форму траєкторії частинки величини радіуса R поперечного перерізу циліндричної лопатки. На рис. 4 представлені траєкторії руху частинки по циліндричній лопатці із радіусом поперечного перерізу $R = 0,15$ м. В цьому випадку можлива цілком несподівана поведінка частинки при її русі по поверхні циліндра. На рис. 4, а показана зміна траєкторії частинки при збільшенні кутової швидкості при рівних інших умовах. Якщо при $\omega = 10$ рад/с траєкторія є очікуваною (як, наприклад, на рис. 2, а), то при $\omega = 15$ рад/с і тим більше при $\omega = 25$ рад/с частинка на перший погляд починає рухатися наперекір здоровому глузду – до центру диска. Проте цьому випадку є пояснення.



а) відносні траєкторії руху частинки при різних точках попадання її на поверхню по висоті (вгорі) та по довжині (внизу); б) графіки відповідних відносних швидкостей руху частинки

Рисунок 3 – Кінематичні характеристики відносного руху частинки по поверхні циліндричної лопатки при $R = 0,05 \text{ м}$; $r = 1/k = 0,05 \text{ м}$; $f = 0,3$; $\omega = 25 \text{ рад/с}$ і різних точках попадання частинки на поверхню

При дослідженні відносного руху вантажу в кузові вантажного автомобіля, проведеного в праці [7], були з'ясовані деякі особливості траєкторії вантажу, які пояснюють поведінку частинки в нашому випадку. Кузов рухається на підйом по гвинтовій лінії, тому рух днища кузова (умовно площини лопатки, нахиленої під кутом до горизонту) подібний до руху циліндричного відсіку. Відмінність полягає в тому, що днище кузова є площиною і кут його нахилу сталий, а в нашому випадку він змінний. Проте чим більший радіус R поперечного перерізу циліндра, тим із більшою долею достовірності можна умовно замінити його відсік відповідним відсіком площини із усередненим кутом нахилу.



а) форма траєкторії в залежності від величини кутової швидкості ω ;
б) форма траєкторії в залежності від точки вступу частинки на поверхню лопатки ($\omega = 25 \text{ рад/с}$)

Рисунок 4 – Відносні траєкторії руху частинки по поверхні циліндричної лопатки із радіусом поперечного перерізу $R = 0,15 \text{ м}$ ($f = 0,3$)

В праці (7) показано, що якби кузов автомобіля не був обмежений бортом, то траєкторією вантажу у відносному русі була б спіраль. Це ж відбувається на поверхні циліндричної лопатки при досягненні критичного значення кутової швидкості. Частинка по спіралі розвертається у протилежну сторону і рухається в напрямі центру диска (але мимо його, оскільки вона піднялася з нижньої твірної вгору) і проминувши його, рухалася б далі, якби жолоб продовжувався. Дослідження показали, що ще один розворот і наступні вона може зробити при достатньо великому радіусі R , коли відсік циліндра близький до площини. Щоб перевірити це припущення, подамо частинку не на нижню твірну, а на середню (при $\alpha_0 = 90^\circ$). Частинка в цьому випадку рухається від центру, дещо опустившись вниз, чого і слід було чекати.

На рис. 4, б зображено відсік циліндричної лопатки, продовжений на 0,1 м в протилежну сторону. Це дає можливість спостерігати траєкторії руху частинки при різних точках її подачі на лопатку по висоті. Кутова швидкість $\omega = 25 \text{ рад/с}$; $f = 0,3$; висота змінюється через кожних 15° повороту точки навколо осі циліндра. Як видно із рис. 4, б, при $\alpha_0 = 0^\circ$ і $\alpha_0 = 15^\circ$ частинка розвертається і рухається в протилежну сторону, а при збільшенні висоти подачі цього не відбувається.

З проведених досліджень випливає, що при подачі частинки на самий низ лопатки за певних умов можливий її розворот і рух в протилежну сторону. Це залежить від граничної величини радіуса R поперечного перерізу лопатки. Наприклад, для $f = 0,3$ і $R < 0,1 \text{ м}$ розворот частинки неможливий при будь-яких кутових швидкостях обертання диска. Гарантовано запобігти розвороту також можна шляхом подачі частинки на середню твірну циліндра по висоті (при $\alpha_0 = 90^\circ$). На практиці це означає, що жолоб потрібно робити не із половини циліндричної поверхні, а із четвертини, використовуючи верхню частину циліндра.

Висновки. Рух матеріальної частинки по циліндричній лопатці відцентрового розсіювального апарата спочатку має коливальний характер як по відносній траєкторії, так і по величині відносної швидкості. З часом відбувається стабілізація руху: частинка рухається біля середньої прямолінійної твірної лопатки із відсною швидкістю, що зростає по закону, близькому до лінійного. Збільшення кутової швидкості обертання диска із лопаткою призводить до зростання відносної швидкості. Точка подачі частинки на лопатку по висоті практично не впливає на величину відносної швидкості при її сході із лопатки. При різних точках подачі частинки вздовж осі лопатки відносна швидкість відрізняється несуттєво. При збільшенні радіуса поперечного перерізу лопатки і при подачі частинки на нижню твірну можливий розворот частинки в жолобі по спіралеподібній кривій. За будь-яких режимів роботи і конструктивних розмірів лопатки частинка при русі по її поверхні не підніметься до верхнього краю лопатки.

Список літератури

1. Василенко П.М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин / Василенко П.М. – К.: УАСХН, 1960. – 283 с.
2. Заика П.М. Избранные задачи земледельческой механики / Заика П.М. – К.: Изд-во УСХА, 1992. – 507 с.
3. Адамчук В.В. Дослідження загального випадку розгону мінеральних добрив відцентровим розсіювальним органом / Адамчук В.В. // Вісник аграрної науки. – К., 2003. – № 12. – С. 51-57.
4. Войтюк Д.Г. Теоретичне дослідження руху матеріальних частинок у відцентрових апаратах із криволінійними лопатками і змінним кутом їх підйому / Войтюк Д.Г., Пидипака С.Ф. // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь: ТДАТА, 2006. – Вип. 39. – С. 11-20.
5. Адамчук В.В. Дослідження руху частинки по плоскому диску, який обертається навколо перпендикулярної осі, нахиленої до горизонту / Адамчук В.В., Булгаков В.М., Войтюк Д.Г., Пилипака С.Ф. // Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження. – Львів: Львів. нац. аграр. ун-т, 2008. – № 12 (2). – С. 189 – 197.

6. Лінник М.К. Тригранник і формули Френе в задачах кінематики і динаміки матеріальної частинки у складному русі / Лінник М.К., Войтюк Д.Г., Пилипака С.Ф. // Науковий вісник Національного аграрного університету. – К.: НАУ, 2005. – Вип. 80. – С. 271-287.
7. Булгаков В.М. Знаходження відносної траєкторії руху вантажу в кузові автомобіля, який спускається або піднімається по криволінійній ділянці дороги / Булгаков В.М., Войтюк Д.Г., Пилипака С.Ф. // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України: Збірник наукових праць / УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого. – Дослідницьке, 2008. – Вип. 12(26). – С. 308 – 321.

С. Пилипака, Д. Войтюк, В. Адамчук, В. Булгаков

Математическая модель движения материальной частицы в центробежном рассеивающем аппарате с цилиндрическими лопатками

Рассмотрено относительное движение частицы по цилиндрической лопатке, прикрепленной к диску в радиальном направлении. Составлено систему дифференциальных уравнений движения частицы с применением сопровождающего трехгранника переносной траектории, какой является окружность, и формул Френе. Осуществлено численное интегрирование системы. Сделано визуализацию полученных результатов.

S. Pylypaka, D. Voytiuk, V. Adamchuk, V. Bulgakov

Mathematical model of movement of a material particle in the device with cylindrical shovels

It is observed corpuscle relative motion on the cylindrical shovel cemented to a disk in the radial direction. It is made system of the differential equations of driving of a corpuscle with application of natural mobile three-edge of a portable path what the round is, and formulas Frenet. The system numerical integration is realised. The visualization of the obtained results is made.

Одержано 10.08.09

В.М. Булгаков, член-кореспондент УААН, І.В. Головач, канд. фіз.-мат. наук
Національний університет біоресурсів і природокористування України
М.І. Черновол, член-кореспондент УААН, М.О. Свірень, канд. техн. наук
Кіровоградський національний технічний університет

Ударна взаємодія вібраційного викопуючого робочого органу з коренеплодом цукрового буряку

Розроблена математична модель ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з тілом коренеплоду, закріпленого у ґрунті, при вібраційному викопуванні цукрових буряків. На підставі отриманих рівнянь, що описують зазначений процес, знайдені кінематичні та конструктивні параметри викопуючого робочого органу з умов непошкодження коренеплодів.
коренеплід, вібраційний робочий орган, збурююча сила, ударний імпульс

Вступ. Широке розповсюдження у багатьох бурякосіючих країнах світу набуло вібраційне викопування коренеплодів цукрових буряків, внаслідок того, що має ряд переваг у порівнянні з іншими способами викопування. Тому саме цей технологічний процес потребує докладного аналітичного дослідження та подальшої розробки вдосконалених вібраційних викопуючих органів.

Постановка проблеми. При виконанні будь-якого технологічного процесу необхідними умовами є забезпечення продуктивності, зниження енергозатрат та підвищення якості виконання технологічного процесу.

Стосовно бурякозбиральних машин необхідною умовою забезпечення якості виконання технологічного процесу є, у першу чергу, непошкодження коренеплодів при їх викопуванні. Цілком очевидно, що найбільша ймовірність пошкодження коренеплодів існує при наявності ударної взаємодії робочого органу бурякозбиральної машини з тілом коренеплоду, закріпленого у ґрунті. А тому виникає необхідність дослідити теоретично зазначену ударну взаємодію і на основі отриманих результатів визначити кінематичні і конструктивні параметри викопуючих робочих органів з умов непошкодження коренеплодів при їх вібраційному викопуванні.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Фундаментальні теоретичні дослідження процесу вібраційного викопування коренеплодів здійснені у працях [1] - [7].

Проте ударна взаємодія вібраційного викопуючого органу з тілом коренеплоду, закріпленого у ґрунті, тут не розглядається. Лише в роботах [8] і [9] приведені деякі експериментальні результати ударної взаємодії маятникового копіра з головою коренеплоду. У даній роботі досліджена ударна взаємодія вібраційного викопуючого органу в момент його зустрічі з тілом коренеплоду, тобто в момент одночасного наїзду обома лемешами на коренеплід.

Мета дослідження. Розробити основні положення теорії ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з тілом коренеплоду, закріпленого у ґрунті, і на основі отриманих результатів обґрунтувати раціональні конструктивні і

кінематичні параметри викопуючих робочих органів та виконання технологічного процесу викопування коренеплодів цукрових буряків з умов їхнього непошкодження.

Результати проведеного дослідження. При наближенні вібраційного викопуючого робочого органу до коренеплоду розпушений ґрунт між лемешами і коренеплодом, внаслідок коливань лемешів, майже не накопичується, а тому перший контакт лемешів з поверхнею коренеплоду буде безпосереднім, або, в крайньому випадку, через досить тонкий шар ґрунту. Таким чином, при наїзді лемешів робочого органу на коренеплід відбувається удар, який, як відомо, характеризується значним ударним імпульсом. Оскільки ударний імпульс має деяке скінченне значення, а діє він на дуже короткому проміжку часу, то ударна сила при цьому буде досить великою, що значно перевищує значення всіх інших сил, які в даний момент діють на коренеплід. А оскільки коренеплід ще міцно закріплений у ґрунті, то виникає загроза його обламування або розриву. Часто вважають, що тривалість удару дорівнює нулю, і відповідно вважають, що швидкості тіл, які співударяються, змінюються миттєво на деяку скінченну величину. Положення тіл при цьому не змінюється, а тому наявність у механічній системі пружних в'язей не впливає на протікання удару. Це пояснюється тим, що деформацій у зазначених в'язях за час удару не виникає, а тому і не виникає реакцій цих в'язей. Якщо у механічній системі присутні в'язкі елементи, то у них реакції за час удару виникають, проте ці реакції мають скінченну величину (оскільки швидкості скінченні), а тому їх імпульс за час удару дорівнює нулю [10].

Звичайно подальший (післяударний) рух буде відбуватися по - різному, в залежності від наявності або відсутності пружних або в'язких в'язей. Оскільки під час наїзду робочого органу на коренеплід ґрунт у його нижній частині залишається нерозпушеним (коренеплід закріплений хвостовою частиною у цьому шарі ґрунту), то цей ґрунт відіграє при ударі роль пружного або в'язкого буфера (в залежності від механічного складу та вологості ґрунту). Звичайно, чим твердішим і сухішим є ґрунт, тим приведені вище уявлення є адекватнішими реальному процесу удару.

А оскільки обламування або розрив коренеплоду більш ймовірні, коли коренеплід закріплений у твердому і сухому ґрунті, то саме такий випадок необхідно дослідити. У першу чергу складемо еквівалентну схему ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з тілом коренеплоду при наїзді робочого органу на коренеплід. Для чого представимо вібраційний робочий орган у вигляді двох клинів $A_1B_1C_1$ і $A_2B_2C_2$, кожний з яких у просторі має нахил під кутами α , β , γ , і які встановлено таким чином один до одного, що утворюється робоче русло, задня частина якого звужується (рис.1). Вказані клини здійснюють коливальні рухи у повздовжньо-вертикальній площині, напрямком поступального руху вібраційного викопуючого робочого органу показано стрілкою.

Вважаємо, що ударна взаємодія коренеплоду, який апроксимується тілом конусоподібної форми, з поверхнями клинів $A_1B_1C_1$ і $A_2B_2C_2$ відбувається відповідно у точках K_1 і K_2 .

Причому ударний контакт може відбуватися або безпосередньо або через тонкий шар ґрунту між поверхнями клинів і коренеплодом.

Для опису ударного процесу необхідно вибрати систему координат. Зв'яжемо з вібраційним викопуючим органом прямокутну декартову систему координат $Oxyz$, центр O якої знаходиться посередині звуженого русла копака, вісь Ox співпадає з напрямком поступального руху копака, вісь Oz має напрямок вгору, а вісь Oy спрямована у правий бік копака (рис.1). Покажемо сили, які виникають внаслідок взаємодії вібраційного робочого органу з коренеплодом (рис.1).

Нехай від вібраційного робочого органу діє вертикальна збурююча сила $\bar{Q}_{зб.}$, яка змінюється за гармонійним законом такого вигляду:

$$Q_{зб.} = H \sin \omega t, \quad (1)$$

де H - амплітуда збурюючої сили;

ω - частота збурюючої сили.

Зазначена збурююча сила прикладається до коренеплоду з двох його боків, а тому на схемі вона представлена двома складовими $\bar{Q}_{зб.1}$ та $\bar{Q}_{зб.2}$, які прикладені відповідно у точках K_1 і K_2 на відстані h від умовної точки закріплення O_1 .

Оскільки захват коренеплоду лемешами здійснюється з обох боків (у точках K_1 і K_2), то має місце наступне співвідношення:

$$Q_{зб.1} = Q_{зб.2} = \frac{1}{2} H \sin \omega t. \quad (2)$$

Крім того, вібраційний копач рухається поступально у напрямку осі Ox , тому у напрямку осі Ox діють також рушійні сили \bar{P}_1 і \bar{P}_2 , які прикладені у точках K_1 і K_2 відповідно.

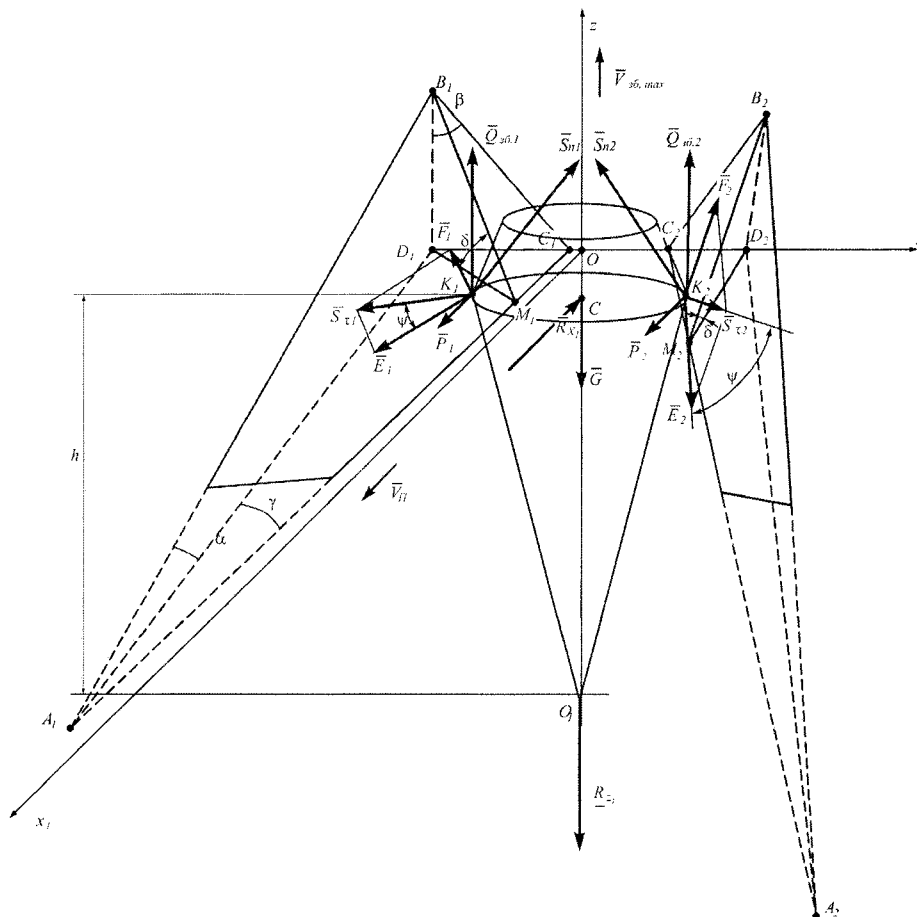


Рисунок 1 – Еквівалентна схема ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з тілом коренеплоду, що закріплений у ґрунті

Крім того, у точках контакту K_1 і K_2 діють також сили тертя \bar{F}_{K1} та \bar{F}_{K2} , які протидіють проковзуванню коренеплоду по робочій поверхні клинів $A_1B_1C_1$ і $A_2B_2C_2$. У центрі ваги коренеплоду (точка C) діє сила ваги коренеплоду G_k . Сили зв'язку коренеплоду з ґрунтом у напрямку осей Ox і Oz позначені через \bar{R}_x та \bar{R}_z відповідно. І, нарешті, під час удару на коренеплід з боку вібраційного робочого органу діють ударні імпульси \bar{S}_{n1} і \bar{S}_{n2} , які прикладені відповідно у точках K_1 і K_2 , причому $S_{n1} = S_{n2}$. Дані ударні імпульси направлені вздовж нормалей до робочої поверхні лемешів, тобто площин $A_1B_1C_1$ і $A_2B_2C_2$ відповідно.

Крім того, по поверхні клинів діють дотичні ударні імпульси $S_{\tau 1}$ і $S_{\tau 2}$, причому, $S_{\tau 1} = S_{\tau 2}$. Згідно гіпотези Рауса зв'язок між величинами дотичного і

нормального ударного імпульсів формулюються подібно закону Кулона для тертя, а саме [11]:

$$S_{\tau} \leq f S_n, \quad (3)$$

де f - динамічний коефіцієнт, який характеризує властивості поверхонь тіл, що співударяються. В загальному випадку цей коефіцієнт може не співпадати з коефіцієнтом тертя при безвідривному відносному проковзуванні тіл.

Знак нерівності відноситься до випадку, коли дотичний імпульс настільки малий, що проковзування тіл не відбувається. І лише при наявності проковзування потрібно приймати знак рівності.

Розкладемо імпульси $\bar{S}_{\tau 1}$ і $\bar{S}_{\tau 2}$ на складові \bar{F}_1 і \bar{F}_2 , перпендикулярні до прямих A_1C_1 та A_2C_2 відповідно, та складові \bar{E}_1 і \bar{E}_2 , паралельні до прямих A_1C_1 та A_2C_2 відповідно (рис.1).

Таким чином отримаємо:

$$\bar{S}_{\tau i} = \bar{F}_i + \bar{E}_i, \quad i = 1, 2. \quad (4)$$

Очевидно, що кут ψ між складовою \bar{E}_i та вектором $\bar{S}_{\tau i}$ ($i = 1, 2$), у першому наближенні залежить від відношення $\frac{V_{зб. \max}}{V_{\pi}}$.

Так представлені вектори $\bar{S}_{\tau 1}$ і $\bar{S}_{\tau 2}$ дають можливість у подальшому знайти їх проекції на осі Ox і Oy .

Оскільки вібраційний робочий орган одночасно здійснює поступальний рух у напрямку осі Ox і коливальний рух у напрямку осі Oz , то цілком очевидно, що ударні імпульси \bar{S}_{n1} і \bar{S}_{n2} завжди можна розкласти на складові по осях Ox і Oz . Також цілком очевидно, що складова по осі Ox при ударному контакті для будь-якого коренеплоду буде однаковою, оскільки швидкість поступального руху копача вважається постійною.

Складова ударного імпульсу по осі Oz може бути різною в залежності від швидкості коливального руху робочого органу у вертикальній площині. Більш того, оскільки коренеплід має конічну форму, то при русі вібраційного робочого органу вниз

вертикальна складова ударного імпульсу фактично відсутня. У цьому випадку ударний імпульс буде виникати лише від поступального руху копача.

Дослідимо більш детально коливальний рух вібраційного викопуючого органу. Нехай робочий орган рухається вгору від свого найнижчого положення – a до найвищого положення a , де a – амплітуда коливань робочого органу, а потім униз – від найвищого положення a до найнижчого – a . Таким чином, коливання робочого органу повинні здійснюватись за наступним гармонійним законом:

$$z_k = -a \cos \omega t, \quad (5)$$

де z_k - відхилення робочого органу від горизонтальної осі, навколо якої відбувається коливання;

ω - частота коливань робочого органу.

Тоді швидкість $V_{зб.}$ коливального руху робочого органу у будь-який момент часу t буде дорівнювати:

$$V_{зб.} = a\omega \sin \omega t, \quad (6)$$

а максимальне значення даної швидкості буде дорівнювати:

$$V_{зб. \max} = a\omega. \quad (7)$$

Отже потрібно дослідити випадок ударної взаємодії, коли ударний імпульс буде максимальним. Це саме той випадок, коли в момент наїзду вібраційного викопуючого органу на коренеплід робочий орган рухається вгору з максимальною швидкістю $V_{зб. \max}$.

Оскільки усі сили, зображені на рис.1, мають скінченні величини, то за час удару імпульси від цих сил дорівнюють нулю. Лише ударні імпульси S_{n1} і S_{n2} мають не нульове значення, причому очевидно, що $S_{n1} = S_{n2}$ (удар симетричний).

Застосуємо далі теорему про зміну кількості руху при ударі [12]:

$$m(\bar{U} - \bar{V}) = \bar{S}_{n1} + \bar{S}_{n2} + \bar{S}_{\tau1} + \bar{S}_{\tau2}, \quad (8)$$

де \bar{V} - швидкість робочого органу до удару;

\bar{U} - швидкість робочого органу після удару;

m - маса робочого органу.

При цьому $\bar{V} = \bar{V}_{\Pi} + \bar{V}_{зб. \max}$, (9)

де \bar{V}_{Π} - швидкість поступального руху копача;

$\bar{V}_{зб. \max}$ - максимальна швидкість коливального руху робочого органу.

Вектор поступальної швидкості \bar{V}_{Π} копача напрямлений по осі Ox , а вектор швидкості коливального руху робочого органу $\bar{V}_{зб. \max}$ - по осі Oz вгору. Враховуючи (3), векторне рівняння (8) набуде наступного вигляду:

$$m(\bar{U} - \bar{V}) = \bar{S}_{n1} + \bar{S}_{n2} + f\bar{S}_{n1} + f\bar{S}_{n2}. \quad (10)$$

Запишемо векторне рівняння (10) у проекціях на осі декартової системи координат $Oxyz$.

Оскільки удар симетричний відносно площини xOz , то векторне рівняння (10) зводиться до системи двох рівнянь – у проекціях на осі Ox і Oz .

Визначимо необхідні проекції векторів, що входять у рівняння (10).

Очевидно, що $V_x = V_{\Pi}$. (11)

Оскільки вектори \bar{S}_{n1} і \bar{S}_{n2} спрямовані вздовж нормалей до поверхонь клинів, то згідно [13] отримуємо:

$$S_{n1x} = S_{n2x} = \frac{S_{n1}tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}}. \quad (12)$$

Як видно з рис. 1, проекції векторів \bar{E}_1 , \bar{E}_2 та \bar{F}_1 , \bar{F}_2 на вісь Ox дорівнюють:

$$E_{1x} = E_{2x} = E_1 \cos \gamma = S_{\tau 1} \cos \psi \cos \gamma. \quad (13)$$

$$F_{1x} = F_{2x} = F_1 \cos \delta \sin \gamma = S_{\tau 1} \sin \psi \cos \delta \sin \gamma. \quad (14)$$

Також очевидно, що

$$V_z = V_{зб. \max}. \quad (15)$$

Згідно [13] маємо:

$$S_{n1z} = S_{n2z} = \frac{S_{n1}tg\beta}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}}. \quad (16)$$

Крім того,

$$E_{1z} = E_{2z} = 0. \quad (17)$$

$$F_{1z} = F_{2z} = F_1 \sin \delta = S_{\tau 1} \sin \psi \sin \delta. \quad (18)$$

Враховуючи вирази (11) – (18), векторне рівняння (10) зводиться до наступної системи рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} m(U_x - V_{II}) &= \frac{2S_{n1}tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 2fS_{n1} \cos \psi \cos \gamma - 2fS_{n1} \sin \psi \cos \delta \sin \gamma \\ m(U_z - V_{зб. \max}) &= \frac{2S_{n1}tg\beta}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 2fS_{n1} \sin \psi \sin \delta \end{aligned} \right\}. \quad (19)$$

Таким чином, отримана система двох рівнянь з трьома невідомими S_{n1} , U_x , U_z . Необхідне третє рівняння можна отримати, використовуючи гіпотезу Ньютона про співударання двох тіл [12].

Зв'язок між швидкістю робочого органу після удару і до удару виражається через коефіцієнт відновлення ε , а саме:

$$U_n = -\varepsilon V_n, \quad (20)$$

де U_n - проекція швидкості робочого органу після удару на нормаль до поверхні клина;

V_n - проекція швидкості робочого органу до удару на нормаль до поверхні клина.

Оскільки

$$\bar{U} = \bar{U}_x + \bar{U}_z, \bar{V} = \bar{V}_{II} + \bar{V}_{зб. \max},$$

то, враховуючи [13], отримуємо:

$$U_n = \frac{U_x tg\gamma + U_z tg\beta}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}}, \quad (21)$$

$$V_n = \frac{V_{II}tg\gamma + V_{зб.маx}tg\beta}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}}. \quad (22)$$

Підставляючи вирази (21) та (22) у (20), одержимо третє рівняння:

$$U_x tg\gamma + U_z tg\beta = -\varepsilon(V_{II}tg\gamma + V_{зб.маx}tg\beta). \quad (23)$$

Отже, маємо систему трьох рівнянь наступного вигляду:

$$\left. \begin{aligned} m(U_x - V_{II}) &= \frac{2S_{n1}tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 2fS_{n1} \cos\psi \cos\gamma - 2fS_{n1} \sin\psi \cos\delta \sin\gamma \\ m(U_z - V_{зб.маx}) &= \frac{2S_{n1}tg\beta}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 2fS_{n1} \sin\psi \sin\delta \\ U_x tg\gamma + U_z tg\beta &= -\varepsilon(V_{II}tg\gamma + V_{зб.маx}tg\beta) \end{aligned} \right\}. \quad (24)$$

Запишемо систему рівнянь (24) у вигляді, зручному для розв'язування методом Крамера:

$$\left. \begin{aligned} mU_x + 0U_z - \left(\frac{2tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 2f \cos\psi \cos\gamma - 2f \sin\psi \cos\delta \sin\gamma \right) S_{n1} &= mV_{II} \\ 0U_x + mU_z - \left(\frac{2tg\beta}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 2f \sin\psi \sin\delta \right) S_{n1} &= mV_{зб.маx} \\ tg\gamma U_x + tg\beta U_z + 0S_{n1} &= -\varepsilon(V_{II}tg\gamma + V_{зб.маx}tg\beta) \end{aligned} \right\}. \quad (25)$$

Запишемо основний визначник системи рівнянь (25):

$$\begin{aligned} \Delta &= \begin{vmatrix} m & 0 & -\left(\frac{2tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 2f \cos\psi \cos\gamma - 2f \sin\psi \cos\delta \sin\gamma \right) \\ 0 & m & -\left(\frac{2tg\beta}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 2f \sin\psi \sin\delta \right) \\ tg\gamma & tg\beta & 0 \end{vmatrix} = \\ &= m \left(\frac{2tg\beta}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 2f \sin\psi \sin\delta \right) tg\beta + \\ &+ m \left(\frac{2tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 2f \cos\psi \cos\gamma - 2f \sin\psi \cos\delta \sin\gamma \right) tg\gamma. \end{aligned} \quad (26)$$

Запишемо визначник для знаходження невідомого S_{n1} і обчислимо його значення:

$$\Delta_{S_{n1}} = \begin{vmatrix} m & 0 & mV_{\Pi} \\ 0 & m & mV_{зб.макс} \\ tg\gamma & tg\beta & -\varepsilon(V_{\Pi}tg\gamma + V_{зб.макс}tg\beta) \end{vmatrix} =$$

$$= -[m^2 \varepsilon(V_{\Pi}tg\gamma + V_{зб.макс}tg\beta) + m^2 tg\beta V_{зб.макс}] - m^2 V_{\Pi} tg\gamma. \quad (27)$$

Тоді, згідно методу Крамера:

$$S_{n1} = \frac{\Delta_{S_{n1}}}{\Delta}. \quad (28)$$

Після підстановки (26) і (27) у вираз (28) і деяких перетворень, отримаємо:

$$S_{n1} = - \frac{m(1+\varepsilon)(V_{\Pi}tg\gamma + V_{зб.макс}tg\beta) \times}{2tg^2\beta + 2f \sin \psi \sin \delta \, tg\beta \sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta} + 2tg^2\gamma +$$

$$\times \sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + (2f \cos \psi \cos \gamma - 2f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma) \, tg\gamma \sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}. \quad (29)$$

Таким чином, визначена нормальна складова ударного імпульсу, яка виникає при ударній взаємодії одного із клинів вібраційного робочого органу з коренеплодом, закріпленим у ґрунті. Вираз (29) описує функціональну залежність нормальної складової S_{n1} ударного імпульсу від конструктивних і кінематичних параметрів вібраційного викопуючого робочого органу бурякозбиральної машини.

Знак "-" у виразі (29) означає, що ударний імпульс S_{n1} діє з боку коренеплоду на робочий орган. Ударний імпульс, що діє з боку робочого органу на коренеплід, має додатній знак і ту ж саму величину.

Якщо позначити сумарний ударний імпульс, що діє з боку робочого органу на коренеплід (від обох клинів одночасно) через \bar{S} , тобто:

$$\bar{S} = \bar{S}_{n1} + \bar{S}_{n2} + \bar{S}_{\tau1} + \bar{S}_{\tau2}, \quad (30)$$

то, як видно з рівнянь системи (19), його проекції на осі Ox і Oz відповідно дорівнюють:

$$S_x = \frac{2S_{n1}tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 2fS_{n1} \cos \psi \cos \gamma - 2fS_{n1} \sin \psi \cos \delta \sin \gamma, \quad (31)$$

$$S_z = \frac{2S_{n1}tg\beta}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 2fS_{n1} \sin \psi \sin \delta, \quad (32)$$

де S_{n1} визначається згідно виразу (29), проте з додатнім знаком.

Таким чином, на основі виразів (31), (32) і (29) можна визначити сумарний ударний імпульс, що діє на коренеплід з боку робочого органу:

$$S = \sqrt{S_x^2 + S_z^2}. \quad (33)$$

Очевидно, що вектор \bar{S} лежить у площині xOz , у цій же площині лежать і його проекції S_x і S_z .

Однак, нас більше цікавить величина ударної сили, а не ударного імпульсу, оскільки багато показників фізико-механічних характеристик цукрових буряків зв'язані саме з зусиллями, що діють на коренеплід з боку робочого органу. Як правило, ми не знаємо закону зміни ударної сили, проте ми знаємо, що ця сила за дуже короткий проміжок часу $t_{y\partial.}$ зростає від нуля до дуже великої величини, а потім знову спадає до нуля. Отже її максимальне значення буде приблизно у два рази більшим за її середнє значення за проміжок часу $t_{y\partial.}$ [12].

Оскільки

$$S = F_{y\partial.cp} t_{y\partial.},$$

де S – ударний імпульс;

$F_{y\partial.cp}$ - середнє значення ударної сили;

$t_{y\partial.}$ - тривалість удару, то

$$F_{y\partial.cp} = \frac{S}{t_{y\partial.}}.$$

Отже,

$$F_{y\partial.} = 2F_{y\partial.cp} = \frac{2S}{t_{y\partial.}}, \quad (34)$$

де $F_{y\partial.}$ - максимальнє значення ударної сили.

Враховуючи вирази (31), (32) та (34), зможемо записати значення проєкцій сили $F_{y\partial.}$ відповідно на осі Ox і Oz :

$$F_{y\partial.x} = \left(\frac{4tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 4f \cos\psi \cos\gamma - 4f \sin\psi \cos\delta \sin\gamma \right) \frac{S_{n1}}{t_{y\partial.}}, \quad (35)$$

$$F_{y\partial.z} = \left(\frac{4tg\beta}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 4f \sin\psi \sin\delta \right) \frac{S_{n1}}{t_{y\partial.}}, \quad (36)$$

де значення S_{n1} визначається згідно виразу (29), взятому з додатнім знаком.

Тривалість удару $t_{y\partial.}$ можна визначити лише експериментально. Згідно [9] $t_{y\partial.} \approx 0,6 \cdot 10^{-2} \text{ c}$.

Розглянемо далі умови непошкодження коренеплоду при його ударній взаємодії з робочим органом.

Якщо розглядати закріплений у ґрунті коренеплід як консольну балку, то під дією моменту від ударної сили $\bar{F}_{y\partial.x}$ коренеплід зазнає деформації згину, а під дією ударної сили $\bar{F}_{y\partial.z}$ - деформації розтягу. Тому, при перевищенні допустимих значень згаданих сил, коренеплід може зламатися або ж зазнати розриву. Це, як зазначалось

вище, найбільш ймовірно, коли ґрунт сухий і твердий. Якщо ж ґрунт вологий і м'який, то більш ймовірним є його нахил на деякий кут до горизонту під дією горизонтального зусилля і його виривання під дією вертикального зусилля. Якщо удар відбувається у точках K_1 і K_2 , які знаходяться на відстані h від умовної точки закріплення O_1 (рис.1), то момент горизонтальної складової ударної сили відносно цієї точки буде дорівнювати:

$$M_{ol}(\bar{F}_{y\partial.x}) = F_{y\partial.x} h,$$

або, враховуючи вираз (35):

$$M_{ol}(F_{y\partial.x}) = \left(\frac{4tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 4f \cos\psi \cos\gamma - 4f \sin\psi \cos\delta \sin\gamma \right) \frac{S_{nl}h}{t_{y\partial}}. \quad (37)$$

При розгляданні умов незламування коренеплоду під дією горизонтальної сили $\bar{F}_{y\partial.x}$ теоретично можливі два випадки:

перший випадок:

$$[M_{32}] < M_{on},$$

другий випадок:

$$[M_{32}] > M_{on},$$

де $[M_{32}]$ - допустимий для тіла коренеплоду згинальний момент, при якому не відбувається зламування коренеплоду;

M_{on} - опорний момент нерозпушеного ґрунту, у якому закріплений коренеплід.

Оскільки з умов рівноваги завжди маємо рівність

$$M_{on} = M_{ol}(\bar{F}_{y\partial.x}),$$

то у цих і подальших нерівностях під M_{on} слід розуміти той максимальний (потенціальний) опорний момент, який може забезпечити в'язь, тобто ґрунт, у якому закріплений коренеплід, без руйнування цієї в'язі.

Перший випадок характерний для сухого і твердого ґрунту, другий випадок – для вологого і м'якого ґрунту.

У першому випадку зламування коренеплоду можливе за умови:

$$[M_{32}] < M_{ol}(\bar{F}_{y\partial.x}) \leq M_{on},$$

або, враховуючи вираз (37):

$$[M_{32}] < \left(\frac{4tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 4f \cos\psi \cos\gamma - 4f \sin\psi \cos\delta \sin\gamma \right) \frac{S_{nl}h}{t_{y\partial}} \leq M_{on}. \quad (38)$$

Умовою незламування коренеплоду у першому випадку буде наступна умова:

$$M_{ol}(\bar{F}_{y\partial.x}) \leq [M_{32}] < M_{on},$$

або, враховуючи вираз (37):

$$\left(\frac{4tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 4f \cos\psi \cos\gamma - 4f \sin\psi \cos\delta \sin\gamma \right) \frac{S_{nl}h}{t_{y\partial}} \leq [M_{32}] < M_{on}. \quad (39)$$

У другому випадку зламування коренеплоду малоімовірне взагалі, можливий лише нахил коренеплоду на певний кут.

Очевидно, що умовою нахилу коренеплоду без зламування у цьому випадку буде наступна умова:

$$M_{on} < M_{ol}(\bar{F}_{y\partial.x}) < [M_{32}],$$

або, враховуючи вираз (37):

$$M_{on} < \left(\frac{4tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 4f \cos\psi \cos\gamma - 4f \sin\psi \cos\delta \sin\gamma \right) \frac{S_{nl}h}{t_{y\partial.}} < [M_{32}]. \quad (40)$$

I, нарешті, у другому випадку, коренеплід не матиме нахилу і зламування за умови:

$$M_{ol}(\bar{F}_{y\partial.x}) \leq M_{on} < [M_{32}],$$

або, враховуючи вираз (37):

$$\left(\frac{4tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 4f \cos\psi \cos\gamma - 4f \sin\psi \cos\delta \sin\gamma \right) \frac{S_{nl}h}{t_{y\partial.}} \leq M_{on} < [M_{32}]. \quad (41)$$

При розгляданні умов нерозривання коренеплоду під дією вертикальної ударної сили $\bar{F}_{y\partial.z}$ також теоретично можливі два випадки:

перший випадок:

$$[F_{розр}] < R_z,$$

другий випадок:

$$[F_{розр}] > R_z,$$

де $[F_{розр}]$ - допустима для тіла коренеплоду сила, при якій не відбувається розриву коренеплоду;

R_z - вертикальна сила зв'язку коренеплоду з ґрунтом.

Тут також під R_z слід розуміти ту максимальну (потенціальну) силу зв'язку, яку може забезпечити в'язь, без руйнування цієї в'язі.

Тут також перший випадок характерний для сухого і твердого ґрунту, другий випадок – для вологого і м'якого ґрунту.

У першому випадку розрив коренеплоду можливий за умови:

$$[F_{розр}] < F_{y\partial.z} \leq R_z,$$

або, враховуючи вираз (36):

$$[F_{розр}] < \left(\frac{4tg\beta}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 4f \sin\psi \sin\delta \right) \frac{S_{nl}}{t_{y\partial.}} \leq R_z. \quad (42)$$

Умовою нерозривання коренеплоду у першому випадку буде наступна умова:

$$F_{y\partial.z} \leq [F_{розр}] < R_z,$$

або, враховуючи вираз (36):

$$\left(\frac{4tg\beta}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 4f \sin \psi \sin \delta \right) \frac{S_{n1}}{t_{y\delta}} \leq [F_{розп}] < R_z. \quad (43)$$

У другому випадку розрив коренеплоду малоімовірний. Тут можливе виривання коренеплоду з ґрунту без розриву.

Умовою виривання коренеплоду з ґрунту є наступна умова:

$$R_z < F_{y\delta.z} < [F_{розп}],$$

або, враховуючи вираз (36):

$$R_z < \left(\frac{4tg\beta}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 4f \sin \psi \sin \delta \right) \frac{S_{n1}}{t_{y\delta}} < [F_{розп}]. \quad (44)$$

Коренеплід не буде вирваним з ґрунту за наступної умови:

$$F_{y\delta.z} \leq R_z < [F_{розп}],$$

або враховуючи вираз (36):

$$\left(\frac{4tg\beta}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 4f \sin \psi \sin \delta \right) \frac{S_{n1}}{t_{y\delta}} \leq R_z < [F_{розп}]. \quad (45)$$

З умови незламування коренеплоду (39) та умови нерозривання коренеплоду (43) при ударній взаємодії викопуючого робочого органу з коренеплодом визначимо обмеження на швидкість робочого органу. З цієї метою з виразу (39) знаходимо:

$$S_{n1} \leq \frac{[M_{32}]t_{y\delta}\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}}{h \left[4tg\gamma + (4f \cos \psi \cos \gamma - 4f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma) \sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta} \right]}, \quad (46)$$

а з виразу (43) знаходимо:

$$S_{n1} \leq \frac{[F_{розп}]t_{y\delta}\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}}{4tg\beta + 4f \sin \psi \sin \delta \sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}}. \quad (47)$$

Для зручності і скорочення записів подальших виразів введемо наступні позначення.

$$\frac{[M_{32}]t_{y\delta}\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}}{h \left[4tg\gamma + (4f \cos \psi \cos \gamma - 4f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma) \sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta} \right]} = A, \quad (48)$$

$$\frac{[F_{розп}]t_{y\delta}\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}}{4tg\beta + 4f \sin \psi \sin \delta \sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} = B, \quad (49)$$

$$\frac{m(1+\varepsilon) \times}{2tg^2\beta + 2f \sin \psi \sin \delta tg\beta \sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta} + 2tg^2\gamma +} \times \sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta} + (2f \cos \psi \cos \gamma - 2f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma) \sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta} = C. \quad (50)$$

Тоді вирази (29), (46) та (47) відповідно набудуть наступного вигляду:

$$S_{n1} = C(V_{II}tg\gamma + V_{зб. \max}tg\beta), \quad (51)$$

$$S_{n1} \leq A, \quad (52)$$

$$S_{n1} \leq B, \quad (53)$$

тут вираз (29) взятий з додатнім знаком.

Очевидно, що нерівностям (52) і (53) буде одночасно задовольняти наступна нерівність:

$$S_{n1} \leq \min\{A, B\}. \quad (54)$$

З виразу (51) знаходимо:

$$V_{II}tg\gamma + V_{зб. \max}tg\beta = \frac{S_{n1}}{C}. \quad (55)$$

Нарешті, враховуючи (54), отримаємо наступну нерівність:

$$V_{II}tg\gamma + V_{зб. \max}tg\beta \leq \frac{\min\{A, B\}}{C}. \quad (56)$$

Таким чином знайдені обмеження на швидкість викопуючого робочого органу з урахуванням його конструктивних параметрів і маси, а також міцності коренеплоду і коефіцієнта відновлення при ударі.

Оскільки швидкість агрегату впливає на його продуктивність, то розглянемо випадок, коли у виразі (56) буде знак рівності. Якщо задатися поступальною швидкістю V_{II} бурякозбиральної машини, то з (56) знаходимо значення максимальної швидкості $V_{зб. \max}$ коливального руху вібраційного викопуючого робочого органу:

$$V_{зб. \max} = \frac{1}{tg\beta} \left(\frac{\min\{A, B\}}{C} - V_{II}tg\gamma \right). \quad (57)$$

Тоді з виразу (7) можна визначити при заданій амплітуді потрібну частоту коливань робочого органу з умов непошкодження коренеплоду:

$$\omega = \frac{1}{atg\beta} \left(\frac{\min\{A, B\}}{C} - V_{II}tg\gamma \right). \quad (58)$$

Задаючи різні значення поступальної швидкості V_{II} бурякозбиральної машини, можна побудувати графік залежності частоти коливань робочого органу ω від поступальної швидкості бурякозбиральної машини.

Враховуючи (48)-(50), запишемо вираз (58) у розгорнутому вигляді:

$$\omega = \frac{1}{atg\beta} \left[\frac{\min \left\{ \frac{[M_{32}] t_{y\partial} \sqrt{tg^2 \gamma + 1 + tg^2 \beta}}{h \left[4tg\gamma + (4f \cos \psi \cos \gamma - 4f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma) \sqrt{tg^2 \gamma + 1 + tg^2 \beta} \right]}, \frac{[F_{позп}] t_{уд} \sqrt{tg^2 \gamma + 1 + tg^2 \beta}}{4tg\beta + 4f \sin \psi \sin \delta \sqrt{tg^2 \gamma + 1 + tg^2 \beta}} \right\}}{m(1 + \varepsilon) \times \frac{2tg^2 \beta + 2f \sin \psi \sin \delta \ tg\beta \sqrt{tg^2 \gamma + 1 + tg^2 \beta} + 2tg^2 \gamma + \times \sqrt{tg^2 \gamma + 1 + tg^2 \beta}}{+ (2f \cos \psi \cos \gamma - 2f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma) \sqrt{tg^2 \gamma + 1 + tg^2 \beta}}} - V_{II} tg\gamma \right]. \quad (59)$$

Висновки

1. Складено рівняння ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з тілом коренеплоду цукрового буряка, закріпленого у ґрунті.

2. На основі рівняння ударної взаємодії визначено ударний імпульс та максимальна ударна сила, які виникають при зазначеній взаємодії.

3. З умов непошкодження коренеплодів отримано вираз для визначення допустимої частоти коливань вібраційного викопуючого робочого органу з урахуванням його конструктивних параметрів та поступальної швидкості руху бурякозбиральної машини.

Список літератури

1. Василенко П.М., Погорелый Л.В., Брей В.В. Вибрационный способ уборки корнеплодов // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства, 1970, №2. – С. 9-13.
2. Булгаков В.М., Головач І.В., Войтюк Д.Г. Теорія вібраційного викопування коренеплодів. – Збірник наукових праць Національного аграрного університету “Механізація сільськогосподарського виробництва”, 2003, Том XIV. – С. 34-86.
3. Булгаков В.М., Головач І.В., Войтюк Д.Г. Теорія поперечних коливань коренеплоду при вібраційному викопуванні. – Праці Таврійської державної агротехнічної академії. Випуск 18. Мелітополь, 2004. – С. 8-24.
4. Булгаков В.М., Головач І.В. Про вимушені поперечні коливання тіла коренеплоду при вібраційному викопуванні. – Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка: Збірник наукових праць. Випуск 39. Харків: ХНТУСГ, 2005. – С. 23-39.
5. В. Булгаков, І. Головач. Розробка математичної моделі вилучення коренеплоду з ґрунту//Техніка АПК, 2006, № 6, 7, 8. – С. 36-38;
6. Булгаков В.М., Головач І.В. Теоретичне дослідження повздовжніх коливань коренеплоду у ґрунті як у пружному середовищі при вібраційному викопуванні. – Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка: Збірник наукових праць. Випуск 44, том 2. Харків: ХНТУСГ, 2006. – С. 131-155.
7. Головач І.В. Теорія безпосереднього вилучення коренеплоду з ґрунту при вібраційному викопуванні. – Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка: Збірник наукових праць. Випуск 44, том 2. Харків: ХНТУСГ, 2006. – С. 77-100.
8. Свеклоубочные машины (конструирование и расчет) // Л.В. Погорелый, Н.В. Татьяна, В.В. Брей и др.; под общ. ред. Л.В. Погорелого. – К.: Техніка, 1983. – 168 с.
9. Погорелый Л.В., Татьяна Н.В. Свеклоуборочные машины (история, конструкция, теория, прогноз). – К.: Феникс, 2004. – 232 с.

10. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. – Ленинград: Политехника, 1990. – 272 с.
11. Пановко Я.Г. Введение в теорию механического удара. – М.: Наука, 1985. – 287с.
12. Бутенин Н.В., Лунц Я.Л., Меркин Д.Р. Курс теоретической механики. Т.II. Динамика. – М.: Наука, 1985. – 496 с.
13. Булгаков В.М., Головач І.В. Уточнена теорія викопуючого робочого органу лемішного типу // Вісник аграрної науки Причорномор'я. Спеціальний випуск 4(18). Том I. – Миколаїв: МДАУ, 2002. – С. 37-63.

В. Булгаков, І. Головач, М. Черновол, М. Свирень

Ударное взаимодействие вибрационного выкапывающего рабочего органа с корнеплодом сахарной свеклы

Разработана математическая модель ударного взаимодействия вибрационного выкапывающего рабочего органа с телом корнеплода, закрепленного в почве, при вибрационном выкапывании сахарной свеклы. На основании полученных уравнений, описывающих указанный процесс, определены кинематические и конструктивные параметры выкапывающего рабочего органа из условий неповреждаемости корнеплодов.

V. Bulgakov, I. Golovach, M. Chernovol, M. Sviren'

Shock interaction vibrating digging out викопуючого working body with a body of a root crop of a sugar beet

The mathematical model of shock interaction of the vibrating digging out worker of body with a body of the root crop fixed in soil is developed, at vibrating excavation of a sugar beet. On the basis of the received equations describing specified process, are defined kinematic and design data of the digging out worker of body from conditions of an undamageability of root crops.

Одержано 15.08.09

А.Ю.Горбовой, д-р. техн. наук

Волынский институт экономики и менеджменту

Т.Д.Гуцол, канд. техн. наук

Подольский государственный агротехнический университет

Математическая модель колебаний прицепного уборочного сельскохозяйственного машинного агрегата

Исследовано и проанализировано колебательное движение прицепного уборочного сельскохозяйственного машинного агрегата в процессе его движения по неровностям поверхности почвы. Составлены дифференциальные уравнения движения механической системы в продольно-вертикальной плоскости с одной степенью свободы.

машинный агрегат, колебательная система, профиль поверхности почвы, эквивалентная динамическая модель

Введение. Качество выполнения технологического процесса сельскохозяйственными машинами и машинными агрегатами в значительной степени зависит от устойчивости их движения в вертикальной плоскости по неровностям поверхности почвы. Особенно это касается прицепных машинных агрегатов, которые являются сложными динамическими системами, т.е. агрегатами, которые состоят из трактора, прицепного комбайна и, в некоторых случаях, прицепа для сбора убираемой продукции. Самоходный сельскохозяйственный машинный агрегат можно представлять собой как самоходное шасси (или трактор), на которое навешиваются все рабочие органы комбайна. Поскольку у самоходного машинного агрегата рабочие органы навешиваются на шасси (трактор), то его можно считать во время движения единой колебательной системой.

Анализ последних исследований и публикаций. Теоретическому исследованию движения разных сельскохозяйственных машин и машинных агрегатов, в том числе уборочных, было уделено достаточно внимания как отечественными, так и зарубежными учеными [1, 2]. Однако, к сожалению, аналитическому исследованию движения навешиваемых на самоходное шасси и прицепных машинных агрегатов разных компоновочных схем не было уделено достаточного внимания.

Цель исследования. Установить степень влияния колебательных движений сельскохозяйственных машинных агрегатов на качественные показатели их работы.

Результаты исследования. Рассмотрим методику построения математической модели колебательного процесса прицепного сельскохозяйственного машинного агрегата. Учитывая то, что в прицепном машинном агрегате рабочие органы навешиваются на шасси (трактор), то рабочие органы представляют собой единое целое и их колебательные движения осуществляют одновременно.

При анализе колебаний во время движения машинного агрегата по неровностям поверхности почвы в первую очередь главнейшими являются колебания его рабочих органов, которые, в свою очередь, будут определяться колебаниями центра масс машинного агрегата. Построим вначале расчетную математическую модель прицепного сельскохозяйственного машинного агрегата с навешенными на его раме рабочими

органами с двухколесным ходом.

Построим, прежде всего, эквивалентную схему, для чего представим прицепной сельскохозяйственный машинный агрегат в виде плоской двухколесной модели (параметры двух колес суммируются). Отнесем машинный агрегат к неподвижной, относительно поверхности почвы, системы координат $Oxyz$. При этом плоскость xOz является вертикальной плоскостью, перпендикулярной к поверхности поля (рис. 1).

Для упрощения вывода дифференциальных уравнений и анализа колебательных движений прицепного машинного агрегата в продольно-вертикальной плоскости сделаем ряд допущений [1, 2, 3]:

- прицепной агрегат во время выполнения технологического процесса движется равномерно и прямолинейно вдоль оси Ox ;
- профиль опорной поверхности почвы под обеими колесами одинаковый;
- опорные колеса сохраняют постоянный точечный контакт с поверхностью почвы;
- профиль пути является стационарной случайной функцией пройденного расстояния;
- сопротивление машин, которые агрегируются, является случайной функцией времени и приводится к силе $F_{KPZ}(t)$, которая с некоторым приближением приложена в точке прицепа машинного агрегата;
- характеристики упругих элементов подвески машинного агрегата линейные;
- силы сопротивления в подвесках и шинах пропорциональны скорости колебаний.

Эквивалентная динамическая модель прицепного сельскохозяйственного машинного агрегата будет иметь вид, изображенный на рис. 1. Это будет механическая система с одной степенью свободы. За обобщенную координату примем вертикальное перемещение z подрессоренной массы над задними ходовыми колесами (передних нет). Обобщенную координату z будем отсчитывать от положения статического равновесия системы. Тогда движение данной механической системы описывается уравнением в форме Лагранжа II-го рода такого вида:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{z}} \right) - \frac{\partial T}{\partial z} = Q_z, \quad (1)$$

где $T = \frac{1}{2} m \dot{z}^2$ – кинетическая энергия системы;

$\Pi = \frac{1}{2} c (z - h)^2$ – потенциальная энергия;

$h = h(t)$ – закон изменения неровностей почвы;

$\Phi = \frac{1}{2} \mu (\dot{z} - \dot{h})^2$ – диссипативная функция;

$m = \frac{M l_1}{l}$ – масса части машинного агрегата, которая осуществляет

вертикальные колебательные движения.

или

$$\ddot{z} + \frac{\mu}{m} \dot{z} + \frac{c}{m} z = \frac{ch}{m} + \frac{\mu}{m} \dot{h}. \quad (3)$$

Пусть

$$\frac{c}{m} = k^2,$$
$$\frac{\mu}{2m} = n.$$

Тогда дифференциальное уравнение (3) приобретает следующий вид:

$$\ddot{z} + 2n\dot{z} + k^2 z = k^2 h(t) + 2n\dot{h}(t). \quad (4)$$

Известно, что общее решение дифференциального уравнения (4) равно:

$$z = z_1 + z_2, \quad (5)$$

где z_1 – общее решение однородного дифференциального уравнения

$$\ddot{z} + 2n\dot{z} + k^2 z = 0, \quad (6)$$

а z_2 – частное решение неоднородного дифференциального уравнения, которое зависит от вида правой части.

Согласно теории дифференциальных уравнений общее решение дифференциального уравнения (6) может иметь один из следующих видов:

– если имеет место малое сопротивление ($n < k$):

$$z_1(t) = e^{-nt} (C_1 \cos k_1 t + C_2 \sin k_1 t), \quad k_1 = \sqrt{k^2 - n^2}, \quad (7)$$

или

$$z_1(t) = ae^{-nt} \sin(k_1 t + \beta);$$

– если имеет место большое сопротивление ($n > k$):

$$z_1(t) = e^{-nt} (C_1 e^{k_2 t} + C_2 e^{-k_2 t}), \quad k_2 = \sqrt{n^2 - k^2}; \quad (8)$$

– если имеет место критическое сопротивление ($n = k$):

$$z_1(t) = e^{-nt} (C_1 + C_2 t). \quad (9)$$

В выражениях (7–9) C_1 и C_2 – произвольные постоянные, которые определяются из начальных условий.

Случай 2 и 3 – это затухающие не колебательные движения. Случай 1 – свободные затухающие колебания с амплитудой ae^{-nt} и частотой k_1 .

Структура $z_2(t)$ – частного решения дифференциального уравнения (5) зависит от формы неровностей поверхности почвы, т.е. от вида функции $h(t)$.

Пусть в некотором приближении неровности поверхности почвы описываются видом следующей гармонической функции:

$$h(t) = h_o \sin\left(\frac{Vt}{L}\right), \quad (10)$$

где $h(t)$ – высота неровностей поверхности почвы;

L – длина неровностей поверхности почвы;

V – поступательная скорость движения прицепного машинного агрегата;

(h_o, V, L) – параметры, значения которых задаются.

Обозначим далее

$$\frac{V}{L} = k_3.$$

Тогда выражение (10) приобретает такой вид:

$$h(t) = h_o \sin k_3 t. \quad (11)$$

Подставляя выражение (11) в дифференциальное уравнение (4) получаем:

$$\ddot{z} + 2n\dot{z} + k^2 z = k^2 h_o \sin k_3 t + 2nh_o k_3 \cos k_3 t. \quad (12)$$

Тогда частное решение z_2 уравнения (12) необходимо искать в следующем виде:

$$z_2 = A \sin k_3 t + B \cos k_3 t, \quad (13)$$

где A и B – неизвестные коэффициенты.

Определим коэффициенты A и B методом неопределенных коэффициентов. Для этого находим необходимые производные:

$$\dot{z}_2 = Ak_3 \cos k_3 t - Bk_3 \sin k_3 t, \quad (14)$$

$$\ddot{z}_2 = -Ak_3^2 \sin k_3 t - Bk_3^2 \cos k_3 t. \quad (15)$$

Подставляя выражения (14) и (15) в (12), получаем:

$$\begin{aligned} & -Ak_3^2 \sin k_3 t - Bk_3^2 \cos k_3 t + 2nAk_3 \cos k_3 t - \\ & - 2nBk_3 \sin k_3 t + k^2 A \sin k_3 t + \\ & + k^2 B \cos k_3 t = k^2 h_o \sin k_3 t + 2nh_o k_3 \cos k_3 t. \end{aligned} \quad (16)$$

Приравнявая коэффициенты при одинаковых функциях в левой и правой частях выражения (16), получаем следующую систему алгебраических уравнений относительно неизвестных A и B :

$$\left. \begin{aligned} -Ak_3^2 - 2nBk_3 + k^2 A &= k^2 h_o, \\ -Bk_3^2 + 2nAk_3 + k^2 B &= 2nh_o k_3. \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

Для решения системы уравнений (17) применим метод Крамера, а потому перепишем данную систему следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} (k^2 - k_3^2)A - 2nk_3 B &= k^2 h_o, \\ 2nk_3 A + (k^2 - k_3^2)B &= 2nh_o k_3. \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

Вычислим необходимые определители:

$$\begin{aligned} \Delta &= \begin{vmatrix} k^2 - k_3^2 & -2nk_3 \\ 2nk_3 & k^2 - k_3^2 \end{vmatrix} = (k^2 - k_3^2)^2 + 4n^2 k_3^2, \\ \Delta_A &= \begin{vmatrix} k^2 h_o & -2nk_3 \\ 2nh_o k_3 & k^2 - k_3^2 \end{vmatrix} = h_o \left[k^2 (k^2 - k_3^2) + 4n^2 k_3^2 \right], \\ \Delta_B &= \begin{vmatrix} k^2 - k_3^2 & k^2 h_o \\ 2nk_3 & 2nh_o k_3 \end{vmatrix} = -2nk_3^3 h_o. \end{aligned}$$

Тогда:

$$A = \frac{\Delta_A}{\Delta} = \frac{h_o \left[k^2 (k^2 - k_3^2) + 4n^2 k_3^2 \right]}{(k^2 - k_3^2)^2 + 4n^2 k_3^2}, \quad (19)$$

$$B = \frac{\Delta_B}{\Delta} = - \frac{2nk_3^3 h_o}{(k^2 - k_3^2) + 4nk_3^2}. \quad (20)$$

Таким образом, частное решение $z_2(t)$ находится из выражения (13), где коэффициенты A и B определяются из выражений (19) и (20) соответственно. Известно, что выражение (13) можно записать в следующем виде:

$$z_2(t) = H \sin(k_3 t + \beta_3), \quad (21)$$

$$\text{где } H = \sqrt{A^2 + B^2}, \quad \operatorname{tg} \beta_3 = B/A. \quad (22)$$

Выражение (21) описывает вынужденные колебания сельскохозяйственного машинного агрегата в продольно-вертикальной плоскости с амплитудой H и частотой k_3 .

$$\text{При этом число} \quad \beta_3 = \arctg B/A \quad (23)$$

является начальной фазой вынужденных колебаний машинного агрегата.

Итак, учитывая (4), общее решение дифференциального уравнения (12) можно записать в одном из следующих видов:

1. Если имеет место малое сопротивление ($n < k$):

$$z(t) = e^{-nt} [C_1 \cos k_1 t + C_2 \sin k_1 t] + A \sin k_3 t + B \cos k_3 t,$$

или

$$z(t) = ae^{-nt} \sin(k_1 t + \beta) + H \sin(k_3 t + \beta_3). \quad (24)$$

2. Если имеет место большое сопротивление ($n > k$):

$$z(t) = e^{-nt} (C_1 e^{k_2 t} + C_2 e^{-k_2 t}) + A \sin k_3 t + B \cos k_3 t,$$

или

$$z(t) = e^{-nt} (C_1 e^{k_2 t} + C_2 e^{-k_2 t}) + H \sin(k_3 t + \beta_3). \quad (25)$$

3. Если имеет место критическое сопротивление $n = k$:

$$z(t) = e^{-nt} (C_1 + C_2 t) + A \sin k_3 t + B \cos k_3 t,$$

или

$$z(t) = e^{-nt} (C_1 + C_2 t) + H \sin(k_3 t + \beta_3). \quad (26)$$

Произвольные постоянные C_1 и C_2 определяются из следующих начальных условий:

при $t = 0$:

$$z = 0, \quad \dot{z} = 0. \quad (27)$$

Если имеет место большое или критическое сопротивление, то довольно быстро не колебательные движения затухают, а потому при $t > T$, где T – некоторый момент времени, можно считать, что

$$z(t) \approx H \sin(k_3 t + \beta_3), \quad (28)$$

т.е. колебания машинного агрегата происходят лишь за счет вынужденных колебаний. При наличии малого сопротивления ($n < k$) свободные затухающие колебания могут существенным образом влиять на колебательный процесс прицепного машинного агрегата.

Поскольку общий колебательный процесс прицепного машинного агрегата, при наличии малого сопротивления ($n < k$), описывается дифференциальным уравнением (24), то определим произвольные постоянные C_1 и C_2 из начальных условий (27).

Продифференцируем выражение (24) по времени t , получим:

$$\begin{aligned} \dot{z}(t) = & -ne^{-nt}(C_1 \cos k_1 t + C_2 \sin k_1 t) + \\ & + e^{-nt}(-k_1 C_1 \sin k_1 t + k_1 C_2 \cos k_1 t) + \\ & + k_3 A \cos k_3 t - k_3 B \sin k_3 t. \end{aligned} \quad (29)$$

Учитывая начальные условия (28), получим систему алгебраических уравнений относительно неизвестных C_1 и C_2 :

$$\left. \begin{aligned} -nC_1 + k_1 C_2 + k_3 A &= 0, \\ C_1 + B &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (30)$$

Из полученной системы уравнений находим:

$$C_1 = -B, \quad C_2 = -\frac{nB + k_3 A}{k_1}. \quad (31)$$

Подставив значение C_1 и C_2 из (31) в выражение (24), получаем закон колебательного движения прицепного машинного агрегата в вертикальной плоскости, которые возникают вследствие влияния неровностей поверхности почвы:

$$\begin{aligned} z(t) = & -e^{-nt} \left(B \cos k_1 t + \frac{nB + k_3 A}{k_1} \sin k_1 t \right) + \\ & + A \sin k_3 t + B \cos k_3 t, \end{aligned} \quad (32)$$

где коэффициенты A и B определяются из выражений (19) и (20) соответственно.

Запишем выражение (32) следующим образом:

$$z(t) = -\alpha e^{-nt} \sin(k_1 t + \beta) + H \sin(k_3 t + \beta_3), \quad (33)$$

$$\text{где } \alpha = \sqrt{B^2 + \frac{(nB + k_3 A)^2}{k_1^2}}, \quad \beta = \arctg \frac{k_1 B}{nB + k_3 A}, \quad (34)$$

H и β_3 определяются согласно выражениям (22) и (23) соответственно.

Выполним пример вычислений колебательных движений прицепного сельскохозяйственного машинного агрегата (например, прицепного льноуборочного комбайна), используя такие значения его конструктивных и кинематических параметров:

$$\begin{aligned} l &= 3,00 \text{ м}; l_1 = 2,975 \text{ м}; l_2 = 0,025 \text{ м}; L = 1 \text{ м}; V = 1,5 \text{ м/с}; \\ M &= 1800 \text{ кг}; c = 250\,000 \text{ Н/м}; \mu = 1785 \text{ кг/с}; \\ h_0 &= 0,03 \text{ м}; z(0) = 0; \dot{z}(0) = 0. \end{aligned}$$

Из графика, приведенного на рис. 2, видно, что в начальный период времени (0 – 9 с) влияние формы неровностей поверхности почвы на продольные колебания машинного агрегата является существенным, а при $t > 9$ с колебания агрегата

согласовывает с формой неровностей поверхности почвы.

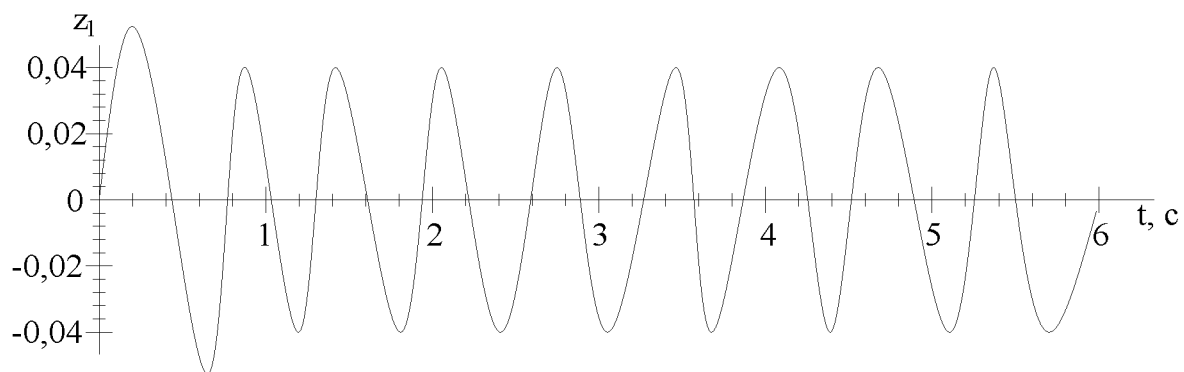


Рисунок 2 - Отклонение центра масс прицепного машинного агрегата от положения статического равновесия в начале его движения

Выводы.

1. Предложенная теория колебательных движений разработана для стабилизации движения прицепных сельскохозяйственных машинных агрегатов (особенно уборочных) при их движении по неровностям поверхности почвы. Во время движения сельскохозяйственные машинные агрегаты копируют неровности поверхности почвы и совершают колебания на пневматических опорно-ходовых колесах, соответственно их рабочие органы отклоняются от прямолинейного движения, которое служит причиной некачественного выполнения технологического процесса работы.

2. Применение этой теории дает возможность аналитически найти условия стабилизации движения прицепных сельскохозяйственных машинных агрегатов в продольно-вертикальной плоскости, что, в свою очередь, приведет к улучшению качества выполнения технологических процессов.

Список литературы

1. Василенко П.М. Введение в земледельческую механику. К.: Сільгоспосвіта, 1996. – 252 с.
2. Булгаков В.М. Математическая модель процесса копирования поверхности почвы самоходной корнеуборочной машиной // Вестник сельскохозяйственной науки. – 1984, №2. – С. 86–92.
3. Горбовий А.Ю. Построение математической модели функционирования прицепного льноуборочного агрегата // Сборник научных трудов КМТИ "Механизация производственных процессов рыбного хозяйства, промышленных и аграрных предприятий". Выпуск 4. – Керчь: КМТИ. – С. 181–186.
4. Гуськов В.В., Велев Н.Н., Атаманов Ю.Э., Богаров Н.Ф., Ксенович И.П., Солонский А.С. Тракторы: Теория: – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.
5. Камкэ Э. Справочник по обыкновенным дифференциальным уравнениям. – М.: Наука, 1971. – 378с.

А.Горбовий, Т.Гуцол

Математична модель коливань причіпного збирального сільськогосподарського машинного агрегату

Досліджено та проаналізовано коливальний рух причіпного збирального сільськогосподарського машинного агрегату в процесі його руху по нерівностях поверхні ґрунту. Складені диференціальні рівняння руху механічної системи у повздовжньо-вертикальній площині з однією ступенню вільності.

A. Gorbovoj, T. Gutsol,

Mathematical model of fluctuations of the hook-on harvest agricultural machine unit

The oscillating motion of the hook-on agricultural machine aggregate during its driving on irregularities of a surface of soil is examined and analysed. The differential equations of driving of mechanical system in a longitudinal-vertical plane with one degree of freedom are made.

Получено 10.08.09

М.В. Молодик, чл.-кор. УААН, проф., д-р техн. наук, А.М. Моргун, канд. техн. наук, В.К. Чумак, ст. наук. співр., Л.І. Шаповал, канд. техн. наук, С.С. Котенко, ст. наук. співр., Л.П. Молодик, наук. співр.

Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства»

Формування перспективної ремонтно – обслуговуючої бази агропромислового комплексу

Проаналізовано стан та викладено перспективні шляхи формування і розвитку ремонтно – обслуговуючої бази агропромислового комплексу України в сучасних умовах господарювання. Показано, що техсервісні формування необхідно спрямувати на забезпечення високої технічної готовності МТА, оперативного усунення відмов підвищення надійності машин в процесі їх ремонту та модернізації.

ремонтно-обслуговуюча база, технічний сервіс, повнокомплектний ремонт, агрегатно-вузловий ремонт

Проблема. Технічне забезпечення агропромислового комплексу залишається вкрай складним. Відбулося значне скорочення машинно-тракторного парку. Але занепад ремонтно-обслуговуючої бази АПК розвивався ще більш стрімкими темпами і на сьогодні власники сільськогосподарської техніки залишаються, в багатьох випадках, наодинці з своїми проблемами без належного обладнання і технологій для технічного обслуговування і ремонту машин.

Коли пропозиція не задовольняє попит, то сільськогосподарські виробники знаходять вихід за рахунок менш якісних послуг власними силами або за рахунок більш дорогої заміни вузла чи агрегату. В обох випадках це призводить до збільшення затрат на утримання сільськогосподарської техніки.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В зв'язку із значним скороченням машинно-тракторного парку, зросло навантаження на діючу техніку, збільшився період її експлуатації поза межами нормативного строку служби і, як наслідок, значно ростуть затрати на ремонт техніки, підтримання її в роботоздатному стані [1, 2].

Якщо в 1990 році ремонтні підприємства виконували до 25% всього обсягу ремонтно-обслуговуючих робіт з дотриманням діючих технологій, то в 2008 році - лише 5%, а решту – в сільськогосподарських підприємствах різних форм власності, технічний рівень та ефективність ремонтно - обслуговуючої бази яких є досить низьким. Не вистачає навіть нескладного оснащення, а особливо засобів діагностування,

підйомно-транспортних засобів. Майже зовсім відсутні пересувні засоби для оперативного усунення несправностей у польових умовах [2,3,4] .

Проблема з наданням своєчасних і якісних послуг могла б бути вирішена шляхом створення мережі технічних центрів інженерно-технічного забезпечення АПК та використання

Ремонтно - обслуговуючої бази крупних господарств. Основними показниками якості послуг, що виконуються технічними центрами, буде гарантована ймовірність

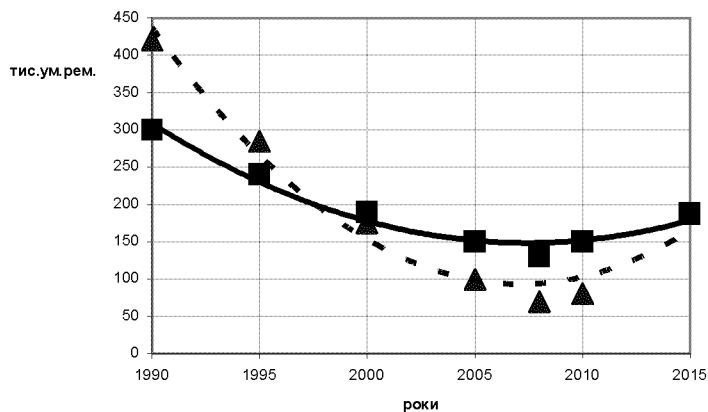
безвідмовної роботи машин після їх надання, терміни виконання замовлень та усунення відмов, ресурс відремонтованих машин та агрегатів [5,6].

Мета досліджень. Формування напрямів розвитку ремонтно – обслуговуючої бази в аграрному секторі економіки України.

Результати досліджень. Спеціалізована ремонтно-обслуговуюча база , яка залишилася у спадок, була більш зорієнтована на повнокомплектний ремонт. А на сьогодні значно більший попит на агрегатно-вузловий ремонт, ніж на повнокомплектний. Майстерні повнокомплектного ремонту завантажені всього на 10-14%, що, в свою чергу, веде до банкрутства таких підприємств. Аналіз динаміки ремонтних підприємств за період 1990-2008 рр. свідчить, що за різних причин (переспеціалізації, банкрутства, розпродажу та ін.) їх наявна кількість скоротилася з 1127(1990 р.) до 256(2008 р.), тобто більше як в чотири рази. Кількість майстерень, які спеціалізувалися на агрегатно-вузлових ремонтах, зменшилася в меншій мірі. Так, кількість підприємств з ремонту комбайнових двигунів зменшилася з 59 до 35 (в 1,7 раза), по ремонту паливної апаратури – в 1,5 раза, кількість майстерень по ремонту кормозбиральних комбайнів - з 39 до 11 одиниць (в 3,5 раза), бурякозбиральних- з 43 до 7 (в 6,1 раза), а по ремонту вантажних автомобілів з 97 до 2 одиниць (в 48,5 раза).

У період функціонування Держкомсільгосптехніки техсервісні послуги були монополізовані, при цьому пропозиції значно перевищували попит. Існуючий на той час попит також штучно завищувався шляхом залучення в ремонт техніки, відремонтувати яку могли самі сільськогосподарського підприємства, але вони не мали необхідних запасних частин у достатній кількості, продаж яких також був монополізований. У даний час попит на техсервісні послуги хоч і знизився, але пропозиції знизилися ще більш суттєво і на сьогодні потреба в якісному і своєчасному технічному сервісі задовольняється далеко не повністю (рис.1).

Як показує вітчизняний та світовий досвід, одним із ефективних шляхів збереження діючих об'єктів і покращення рівня техсервісного забезпечення є створення на їх базі технічних центрів з гарантійного та післягарантійного обслуговування техніки. Більшість зарубіжних машинобудівних фірм розглядають організацію технічного сервісу своєї продукції як один з факторів, що дозволяє не тільки підвищити її конкурентоспроможність, але і одержати додатковий прибуток. За даними публікацій [4] прибуток від технічного сервісу техніки часто перевищує прибуток від її реалізації в декілька разів. В умовах технічних центрів є можливість надавати техсервісні послуги високого ступеня складності, застосовувати зміцнюючі технології та прогресивне високопродуктивне обладнання і, як результат, забезпечити роботоздатність техніки впродовж амортизаційного терміну її експлуатації.



□ - попит; ▲ - пропозиції

Рисунок 1 – Динаміка пропозиції та попиту обсягів техсервісних послуг в АПК України (тис. ум. ремонтів)

Враховуючи досвід провідних зарубіжних фірм, вітчизняні підприємства створюють дилерську мережу – сервісні центри, вкладаючи власні кошти (ТОВ “Укрзапчастина”, ВАТ “Завод ім. Фрунзе”) або укладають дилерські договори з приватними структурами, які мають свою мережу, можуть надавати сервісні послуги. Таким чином, ремонтно – обслуговуюча база за рахунок дилерсько – сервісних центрів приватних структур має відносно розгалужену мережу (табл. 1).

Причому приватні структури одночасно можуть бути дилерами декількох підприємств (як вітчизняних, так і зарубіжних, наприклад, ТОВ “Агро – Союз”, ТОВ “Агроресурс”, ТОВ “Техноторг” та ін.).

Таблиця 1 – Ремонтно – обслуговуюча база АПК станом на 01.09.2008 р.

№ п/п	Найменування	Спеціалізація	Кількість філій
1	2	3	4
1	Ремонтно – транспортні підприємства	широка номенклатура	256
2	“Торговий дім ВАТ “Харківський тракторний завод”	трактори ХТЗ	18
3	Південний машинобудівний завод (м. Дніпропетровськ)	трактори ПМЗ	25
4	ТОВ “Укрзапчастина”	вузли, агрегати, деталі широкої номенклатури	32
5	НАК “Украгролізинг”	широка номенклатура	17
6	ТОВ “Агро – Союз” (м. Дніпропетровськ)	широка номенклатура (трактори, с.- г. машини)	24
7	ТОВ “Агроресурс” (м. Кіровоград)	широка номенклатура	13
8	ТОВ “Техноторг” (м. Миколаїв)	широка номенклатура	17
9	ТОВ “ТД Донснб” (м. Харків)	трактори і с.- г. машини	13
10	ТОВ “Донснб – Захід”	трактори і с.- г. машини	4
11	ВАТ “Червона зірка” (м. Кіровоград)	сівалки та інші с.- г. машини	15
12	ТОВ НВП «БілоцерківМАЗ» (м. Біла Церква)	с.- г. машини	26
13	ВАТ “Завод ім. Фрунзе” (м. Харків)	с.- г. машини	7
14	ЗАТ “Волинська фондова компанія” (м. Луцьк)	широка номенклатура	6
15	ВАТ “Новоград – Волинськільмаш”	с.- г. машини	13
		Всього	486

Прогнозні очікувані обсяги техсервісних послуг, які будуть надаватися в умовах технічних центрів, складатимуть 35730 умовних ремонтів (табл. 2.).

Таблиця 2 – Прогноз потреби в обсягах техсервісних послуг на період до 2015 року

Види техніки	Очікувані обсяги послуг (ум. рем.)	В т.ч. на 1 техсервісний центр (ум. рем.)
Трактори	19000	170
Зернозбиральні комбайни	8900	180
Кормозбиральні комбайни	4600	100
Бурякозбиральні комбайни	2900	85
Кукурудзозбиральні комбайни	330	40
Всього	35730	

Ефективність дилерських технічних центрів оцінюється зниженням витрат на технічне обслуговування і ремонт та зменшенням втрат від простою техніки.

Кількісно ефективність можна визначити за виразами:

$$E_3 = (C_{\delta} - C_n) W_n \cdot N_n, \quad (1)$$

де E_3 - ефект від зниження витрат на ремонт і технічне обслуговування, грн.;

C_{δ} і C_n - питомі витрати на ремонт і технічне обслуговування в базовому і новому варіантах, грн.;

W_n - середньорічний наробіток машин за новим варіантом, еталонних га, фізичних га, мотогодин;

N_n - наявна кількість машин.

$$E_n = (T_{\delta} - T_n) P_v, \quad (2)$$

де E_n - ефект від зменшення втрат від простоїв техніки, грн.;

$T_{\delta} - T_n$ - час усунення несправностей машин у базовому і новому варіантах, год;

P_v - вартість простою однієї години машини через технічні причини, грн./год.

Поряд з технічними центрами основною ланкою в системі технічного обслуговування і ремонту машин в агропромисловому комплексі є ремонтно-обслуговуюча база аграрних господарств. Тут виконується більше 80 відсотків ремонтно-обслуговуючих робіт. Ремонтних майстерень у господарствах за результатами експертних оцінок фахівців налічується більше 7 тисяч.

Структурна схема ремонтно-обслуговуючої бази господарства з площею угідь більше 3 тис. га показана на рис. 2.

Характерною особливістю діяльності служб ремонтно-обслуговуючої бази є технічна і економічна відповідальність їх за якість і своєчасність послуг.

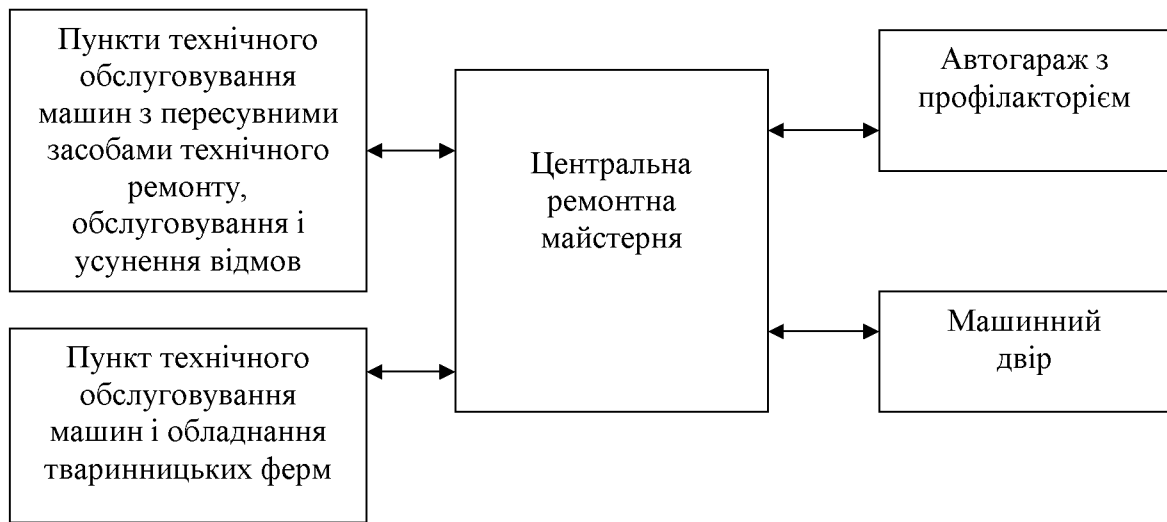


Рисунок 2 – Структурна схема ремонтно-обслуговуючої бази господарства

Контрольованими показниками є коефіцієнт готовності техніки, гамма-відсотковий ресурс, імовірність безвідмовної роботи, трудомісткість і тривалість послуг, вартість послуг. Оплата праці працівників ремонтно-обслуговуючих служб повинна залежати від якості і термінів виконання послуг.

Передбачається, що послуги будуть надаватися не тільки на замовлення виробничих підрозділів господарства, а і окремим фермерам та індивідуальним власникам.

Обсяги ремонтно-обслуговуючих робіт визначаються лише на основі оцінки технічного стану техніки.

Підтримання машин і обладнання тваринницьких ферм у робочому стані має свої особливості. Для машин у тваринництві відмови обладнання для інкубації, доїння, первинної переробки молока повинні усуватися не більше як за три години, обладнання для поїння, кормоприготування та кормороздавання – не більше як за п'ять, для вентиляційного обладнання – не більше як за шість, для гноєвидалення – не більше як за 20 годин.

Для забезпечення такої оперативності і усунення відмов служби технічного обслуговування повинні бути максимально наближені до ферм. Розмір ферми впливає на питому трудомісткість ремонтно-обслуговуючих робіт, між ними має місце кореляційна залежність. Для молочних ферм із кількістю 10, 25, 50, 75 і 100 голів питома річна трудомісткість технічного обслуговування і ремонту становить, відповідно, 117; 72; 53; 42 і 37 люд.-год./голову. Для молочних ферм із кількістю 400 і більше голів відбувається зменшення – до 8,1 люд.-год./голову. Для свиноферм на 100; 250; 500 і 1000 голів питома річна трудомісткість складає, відповідно, 25,1; 10,7; 5,9 і 4,1 люд.-год./голову із наступним зменшенням до 1,7 люд.-год./голову для ферм на 6000 і більше голів.

Для виконання ремонтно-обслуговуючих робіт Національним науковим центром “Інститут механізації та електрифікації сільського господарства” розроблені нові ресурсощадні технології технічного обслуговування і ремонту техніки, які базуються на застосуванні універсального обладнання для розбирання та складання вузлів і агрегатів сільськогосподарської техніки, відновлення деталей із застосуванням сучасних процесів наплавлення, високоефективних порошкових і полімерних матеріалів,

поверхнево-пластичного деформування і зміцнення швидкозношуваних деталей електрофізичними способами.

Розроблено і виготовляються на замовлення комплекти приладів і пристроїв для безрозбірного визначення технічного стану двигунів, паливної і гідравлічної апаратури, трансмісії сільськогосподарської техніки та альбом технологічних карт.

Висновки. 1. Комплексне вирішення проблеми інженерно – технічного забезпечення аграрного сектора економіки України можливе лише при об'єднанні напрямів діяльності спеціалізованої ремонтно – обслуговуючої бази, фірмових і дилерських формувань та інженерної служби господарств.

2. Діяльність техсервісних формувань необхідно спрямувати на забезпечення високої технічної готовності наявного машинно-тракторного парку, оперативне усунення відмов, підвищення надійності вітчизняної і зарубіжної техніки в процесі ремонту і модернізації, зменшення втрат від простоїв техніки.

3. Відродження діяльності та технічне переоснащення ремонтно-обслуговуючої бази рентабельних сільськогосподарських підприємств є запорукою підтримання в роботоздатному стані як власної техніки, так і техніки фермерських і приватних господарств.

Список літератури

1. Гуков Я.С., Грицишин М.І. Наукові основи технічної політики в аграрному секторі України.// Міжвід. темат. наук. зб. Механізація та електрифікація сільського господарства. Вип.90, 2006. -С. 4-15.
2. Г. Черевко, Я. Янишин. Ефективні напрями забезпечення розвитку матеріально-технічної бази сільського господарства.// Вісник Львівського державного аграрного університету. Агроінженерні дослідження.-Львів. – 2004, №8.-С. 3-9.
3. Булгаков В.М. Наукове забезпечення державної технічної політики країни у сільському господарстві на сучасному етапі.// Вісник аграрної науки, 2008.-№9.- С. 5-9.
4. Науменко О.А. Порівняльний аналіз організації технічного сервісу в Україні і за кордоном. //Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства, Вип. 8 “Підвищення надійності відновлюваних деталей машин “. Т.1. – Харків. – 2001. -С. 3-6.
5. Молодик М.В. Створення центрів інженерно-технічного забезпечення агропромислового комплексу.//Вісник аграрної науки. -2008.- № 9. -С.42-45.
6. Молодик М.В. Технічний сервіс в ринкових умовах господарювання.// Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. Вип.8 “Підвищення надійності відновлюваних деталей машин. Т. 1 – Харків. – 2001. -С. 28-30.

М. Молодык, А. Моргун, В. Чумак, Л. Шаповал, С. Котенко, Л. Молодык

Формирование перспективной ремонтно – обслуживающей базы агропромышленного комплекса

Проанализировано состояние и намечены перспективные пути формирования и развития ремонтно-обслуживающей базы агропромышленного комплекса Украины в современных условиях хозяйствования. Показано, что техсервисные формирования необходимо направлять на обеспечение высокой технической готовности МТА, оперативного устранения отказов, повышения надежности машин в процессе их ремонта и модернизации.

M. Molodyk, A. Morgun, V. Chumak, L. Shapoval, S. Kotenko, L. Molodyk

Forming of perspective repair-attendant the bases of agroindustrial complex

The state is analysed and the perspective ways of forming and development of repair-attendant base of agroindustrial complex of Ukraine are resulted in the modern terms of management. It is rotined that the servis formings must be sent to providing of high technical readiness of MTA, operative removal of refuses, increase of reliability of machines in the process of their repair and modernization.

Одержано 29.05.09

Т.І. Рибак, проф., д-р техн. наук, П.В. Попович, доц., канд. техн. наук,
М.Я. Сташків, доц., канд. техн. наук
ТДТУ ім. І. Пулюя, м. Тенюпіль

Концепція пошукового конструювання мобільної техніки в АПК

Розглянуто концептуальні підходи пошукового конструювання мобільних сільськогосподарських машин з прогнозуванням ресурсу роботи, обґрунтовано ефективність при вирішенні вказаних аналітично – пошукових і експериментально – дослідницьких проблем.

пошукове конструювання, прогнозування, ресурс, навантаженість, мобільні с/г машини

Постановка проблеми. Технічний ресурс - показник довговічності, що характеризує запас можливого напрацювання об'єкту. Згідно ГОСТ 27.002—89 ресурсом називають напрацювання об'єкту від початку, або відновлення експлуатації до настання граничного стану. Залежно від того, як вибирають початковий момент часу, в яких одиницях вимірюють тривалість експлуатації і що розуміють під граничним станом, поняття ресурсу отримує різне тлумачення. Як міра тривалості може бути вибраний параметр, характеризуючий тривалість експлуатації об'єкту, причому, якщо напрацювання вимірювати числом виробничих циклів, то ресурс набуватиме дискретних значень. З точки зору загальної методології, універсальною одиницею є одиниця часу. По-перше, час експлуатації технічного об'єкту в загальному випадку включає не тільки час його корисного функціонування, але і перерви, протягом яких сумарне напрацювання не зростає. У такі перерви об'єкт піддається дії навколишнього середовища, навантаженням, що виникають при транспортуванні і т. д. Окрім того, під час перерв функціонування властивості матеріалів можуть змінюватися (процес старіння матеріалів викликає зменшення загального ресурсу, ін.). По-друге, призначений ресурс тісно пов'язаний з призначеним терміном служби, визначуваним як календарна тривалість експлуатації об'єкту до його списання і вимірюваним в одиницях календарного часу. Призначений термін служби в значній мірі пов'язаний з темпами науково-технічного прогресу в даній галузі. Застосування економіко-математичних моделей для обґрунтування призначеного ресурсу вимагає вимірювання ресурсу не тільки в одиницях напрацювання, але і в одиницях календарного часу. По-третє, в задачах прогнозування залишкового ресурсу функціонування об'єкту на відрізу прогнозування є випадковий процес, аргументом якого є час. Таким чином, напрацювання набуває змісту випадкової функції часу [5,6].

При розгляді проблематики ресурсу об'єктів сільськогосподарської (с/г) техніки, необхідно враховувати, що більшість с/г машин працюють при значних динамічних навантаженнях, вібраціях, коливаннях температури і вологості, при підвищеному забрудненні. Сезонність сільськогосподарських робіт приводить до високих навантажень у відносно короткочасний період роботи. Виникає

проблема тривалого зберігання в міжсезонні інтервали. Рівень технологічних процесів і приймального контролю не завжди забезпечують високий клас точності з'єднань і високу бездефектність. Якість технічного обслуговування і умови зберігання в сільському господарстві нижчі ніж в інших галузях. Вказані чинники обумовлюють зниження ресурсу більшості сільськогосподарських машин. Крім того, існує великий розкид показників довговічності окремих деталей і вузлів, хоча розрахунок, конструювання, виготовлення і технічна експлуатація повинні забезпечувати узгодження цих показників. Таким чином, збільшення ресурсу представляє серйозний резерв для економії засобів, матеріалів, енергії. Так, збільшення ресурсу парку машин, в середньому, на 10 % еквівалентно, приблизно, 10 % економії на виробництві нових машин. Ресурс в значній мірі залежить від навантажень, які діють на елементи машини або конструкції. Правильний вибір матеріалів і коректний розрахунок — основні джерела підвищення ресурсу без значного подорожчання конструкції машини. Оскільки прогнозування ресурсу включає встановлення залежності його від всіх зовнішніх і внутрішніх чинників, розробку методів прогнозування слід розглядати як один з найважливіших наукових напрямків загальної проблематики ресурсу [5,7].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Однією з найважливіших і одночасно найскладніших задач теорії і практики машинобудування (у т. ч. сільськогосподарського) є підвищення надійності (довговічності) конструкцій [1-4,7]. Особливе місце займає прогнозування ресурсу на стадії експлуатації. На відміну від стадії проектування, коли прогнозу підлягає ресурс генеральної сукупності ще не створених технічних об'єктів, прогнозування на стадії експлуатації виконують для конкретних існуючих об'єктів. При цьому оцінці підлягають залишковий ресурс і (або) залишковий термін служби. Залишковий термін служби визначає той період, протягом якого слід чекати грошові потоки, і тому його величина істотно впливає на розрахункову величину ринкової вартості. Також визначення залишкового ресурсу необхідне для визначення залишкової вартості і, відповідно, вартості заміщення об'єкту. Отже, точність оцінки ринкової вартості машин і устаткування у великій мірі залежить від того, наскільки правильно визначений залишковий термін служби (залишковий ресурс) оцінюваного об'єкту. Індивідуальне прогнозування ресурсу відкриває додаткові шляхи для отримання економічного ефекту [7,8].

Мета досліджень. З причини природної різниці властивостей об'єктів та різних умов їх експлуатації (включаючи історію вантаження кожного з них) індивідуальні показники ресурсу лежать в широких межах. У парку з 108 машин фактичний ресурс до першого капітального ремонту має межі — від 155 до 370 тис. км. Індивідуальне прогнозування ресурсу не тільки дозволяє попереджати можливі відмови і непередбачені граничні стани, але і правильніше планувати режими експлуатації, профілактичні заходи і постачання запасними частинами. Більш того, перехід до індивідуального прогнозування веде до збільшення середнього ресурсу машин, оскільки зменшує частку машин, що передчасно знімаються для ремонту, і відкриває шлях для обґрунтованого вибору оптимального терміну експлуатації. У ряді випадків рентабельна експлуатація може бути продовжена в умовах знижених навантажень. Тому можна розглядати прогнозування індивідуального залишкового ресурсу як систему управління процесом експлуатації і технічного обслуговування. Проте впровадження індивідуального прогнозування вимагає

додаткових витрат на засоби технічної діагностики, на прилади, реєструючи рівень навантажень і стан об'єкту, на створення мікропроцесорів для первинної переробки інформації, на розробку математичних методів і програмного забезпечення, що дозволяють отримувати обґрунтовані висновки на основі зібраної інформації [5,7].

Результати досліджень. Проблематика конструювання і виготовлення базових вузлів с\г, особливо мобільних, на сучасному рівні пов'язана з оптимізацією їх елементів за матеріаломісткістю, геометрією побудови основних принципів схем та прогнозуванням ресурсу роботи. Загальновідомо, на сьогодні у світовій практиці домінує принцип забезпечення обмеженого ресурсу тримких систем машин з встановленою імовірністю неруйнування, отже значно підвищуються вимоги до точності оцінки ресурсу – помилки призводять до спонтанних передчасних відмов, або до завищеної металоемності металоконструкції.

1. В стратегічному плані концепція пошукового конструювання мобільних сільськогосподарських машин з прогнозуванням ресурсу роботи, досягає ефекту при вирішенні на належному рівні наступних аналітично – пошукових і експериментально–дослідницьких проблем;

2. Розвиток нових і систематизація існуючих аналітичних напрацювань з позиції ресурсу роботи конструктивних структур, виходячи з енергетичного балансу структури мобільної с\г машини: за механізмами навантаженості металоконструкції формується типологія вузлів і для кожного, на основі першого закону термодинаміки, будуються розрахункові моделі з складанням балансу енергії та зміни швидкості енергії для металоконструкції, подальшим обчисленням швидкості руйнування і, прогнозуванням ресурсу роботи з врахуванням стану матеріалу, його дефектності і всіх фізико-хімічних факторів, які діють на нього при експлуатації машини. Вирішення задач в динамічній постановці, враховуючи енергію деформації від депланації елементів конструкцій відкритого і замкнутого профілів. Комплексний підхід до розв'язку нелінійних задач при збуренні динамічних процесів в залежності від характеру ґрунтів, жорсткості підвіски сільськогосподарської техніки, тощо;

3. Визначення реальної динаміки навантаженості розглядуваного об'єкта, шляхом проведення ґрунтовних експериментальних досліджень в умовах експлуатації машин у найбільш характерних рельєфах і кліматичних зонах, з вибором особливостей оброблюваних площ, що є найбільш трудомісткою і дороговартісною експериментально-дослідницькою проблемою. Наступною процедурою є статистична обробка і систематизація отриманого цифрового фактажу за трьохкомпонентними динамічними характеристиками, числових значень навантажень;

4. Створення відправної бази, тобто вироблення критеріїв оцінки міцності, або “життєздатності” конструкцій. Зарубіжні фірми США, Англії, Італії, Франції, Німеччини з проектування і виробництва с\г техніки оцінюють довговічність конструкцій при втомному руйнуванні з позицій циклічної тривкості конструкцій виходячи з факторів їх дефектності (на кафедрі технічної механіки і с\г машинобудування ТДТУ такі трудомісткі і дорогі аналітичні та лабораторні дослідження проводяться у поєднанні з експлуатаційними даними);

5. Видача оптимізованих параметрів конструкцій (відповідно ефективності вирішення проблеми, п.1, 2, 3) за геометрією поперечних перетинів їх елементів і побудовою принципів схем, з прогнозованим ресурсом роботи в цілому на графопобудову, або верстати з ЧПК; формування пакету робочої конструкторської документації.

I. Теоретична частина досліджень.

Для оцінки характеру напруженого стану елементів конструкції і визначення шляхів пошуку їхніх оптимізованих параметрів значення має теоретичний підхід до визначення силових факторів у перерізі елемента за повним напруженим станом.

При розробці теоретичних засад аналізу та розв'язку складних статично невизначених конструкцій, усунення невідомих в'язей несучих систем, досить ефективним є метод, оснований на принципі мінімуму потенціальної енергії деформації та модифікація цього методу з врахуванням енергії деформації від стисненого кручення і розробка на цій основі комбінованого методу, що поєднує в собі варіаційний принцип Лагранжа, узагальнений принцип додаткової енергії Холінгена-Рейснера, метод скінчених елементів, теорему Кастильяно, теорему про найменшу роботу, правило Лейбніца з диференціювання підінтегральних функцій - для статичного і динамічного розрахунку [7]:

$$U_{\omega} = \sum_i \int \frac{B_{\omega}^2 ds}{2EI_{\omega}} \quad \text{при системі рівнянь} \quad \frac{\partial U_{\omega}}{\partial B_{\omega_i}} = 0, \quad (1)$$

де B_{ω} - згинально – крутний бімомент, $H \cdot m$;

I_{ω} - секторіальний момент інерції, m^6 .

У випадку дії на стрижневу систему динамічного навантаження значення невідомих узагальнених зусиль і переміщень величини визначають з рівнянь [3]

$$\frac{\partial \Pi}{\partial Q_i} = 0; \quad \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} = m_i \cdot \frac{d^2 q_i}{dt^2}, \quad (2)$$

m_i - інерційні характеристики мас (маси і моменти інерції) вузлів системи;

Далі задача вирішується у варіантній постановці – знайти таку тсистему узагальнених переміщень, що надають мінімум функціоналу повної потенційної енергії. Якщо розрахункова схема складається з кінцевих елементів і +1 вузлів, то тдля випадку збіжності усіх осей кінцевих елементів функціонал повної потенційної енергії прийме вигляд

$$\begin{aligned} \Phi = & \sum_{i=0}^{i=1} (U_{3z}^{(i,i+1)} + U_{np}^{(i,i+1)} + U_{cmk}^{(i,i+1)}) - \sum_{i=1}^m \left[(N_i - N_i^{(i,i-1)} - N_i^{(i,i+1)}) \bullet U_{xi} + (Q_{yi} - Q_{yi}^{(i,i-1)} - Q_{yi}^{(i,i+1)}) \bullet U_{yi} \right. \\ & + (Q_{zi} - Q_{zi}^{(i,i-1)} - Q_{zi}^{(i,i+1)}) \bullet U_{zi} + \left. (M_{xi} - M_{xi}^{(i,i-1)} - M_{xi}^{(i,i+1)}) \bullet \gamma_{xi} + (M_{yi} - M_{yi}^{(i,i-1)} - M_{yi}^{(i,i+1)}) \bullet \gamma_{yi} + \right. \\ & \left. (M_{yi} - M_{yi}^{(i,i-1)} - M_{yi}^{(i,i+1)}) \bullet \gamma_{yi} + (-B_i^{(i,i-1)} - B_i^{(i,i+1)}) \bullet \chi_i \right], \end{aligned} \quad (3)$$

де Q_{zi} , N_i , M_{yi} , M_{zi} , M_{ki} , B_i -компоненти векторів зовнішнього навантаження, приведенного до базового вузла;

i -номер вузла.

II. Експериментальні дослідження динамічних навантажень.

Для визначення реального навантаження деталей і конструкцій машин на стадіях проектування, випробування дослідних зразків в реальних умовах експлуатації, великого значення набувають експериментальні методи досліджень, які дозволяють отримати надійні дані для оцінки ресурсу машин при стохастичних змінах умов [7].

Сучасний експеримент, як правило, вимагає синхронної реєстрації величин, таких як параметри руху, сили, час, тиск, температуру і т.п. Тому зараз знаходять широке застосування багатоканальні інформаційно-вимірювальні системи, що забезпечують отримання і обробку інформації від різноманітних датчиків в реальному часі.

Для визначення динамічних навантажень, що виникають в реальних умовах експлуатації машин, розроблені і виготовлені спеціальні вимірювальні пристрої [3], стандартні і натуральні зразки, а також пристрої для їх випробувань на універсальному обладнанні (Рис. 1). Це дозволяє складати програми випробувань для визначення динамічних показників у найбільш характерних умовах експлуатації. Методика експериментальних досліджень реалізується здебільшого встановленням спеціальних динамометрів, наприклад, під опори основних мас на раму, вісь ходової частини, в опори штанги, насоса, силового агрегату, вентиляторної установки обприскувачів, акселерометрів кутових швидкостей (АКШ), акселерометрів прискорень (АП) в центрах мас секцій, а також динамометричних тяг для с/г причепів, плугів, сівалок, тощо (Рис. 2-3). Вимірювані величини реєструються в пам'яті мікрокомп'ютера з наступною статистичною обробкою та систематизацією результатів (Табл. 1).

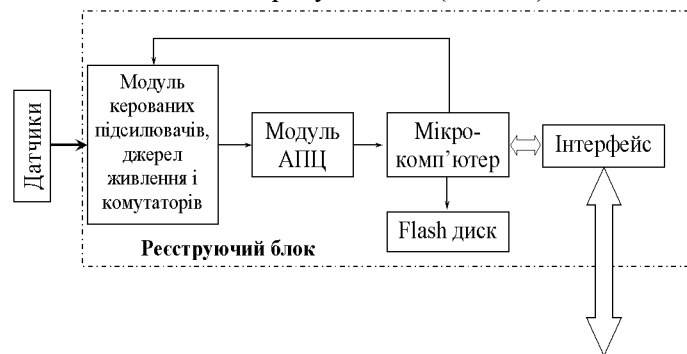
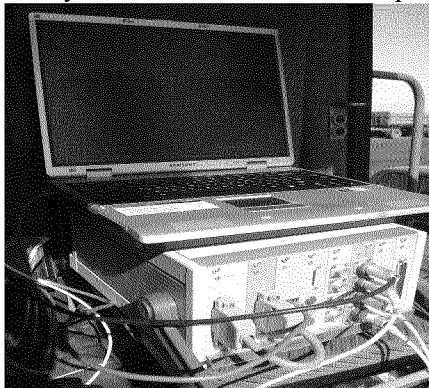
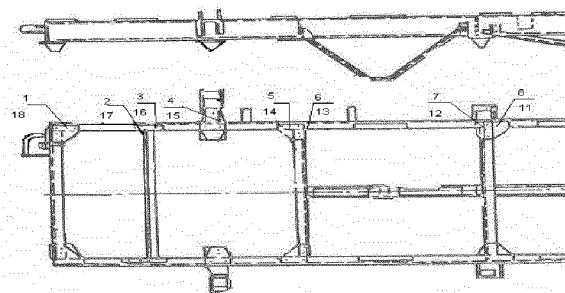
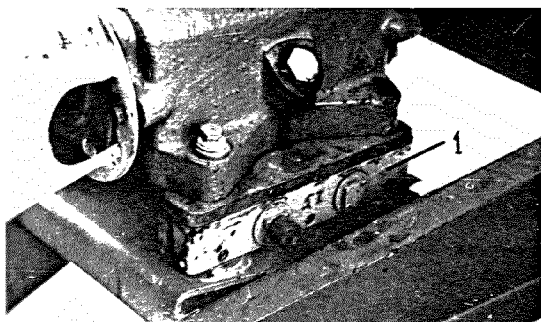


Рисунок 1 - Загальний вигляд і принципова схема універсальної вимірюваної системи для дослідження навантажених мобільних машин

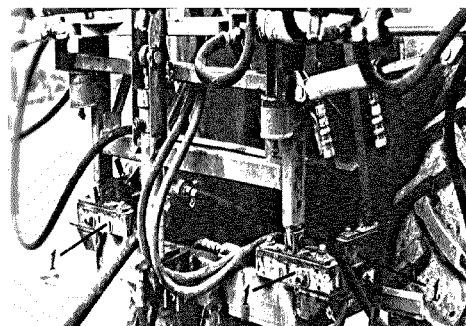


а) б)

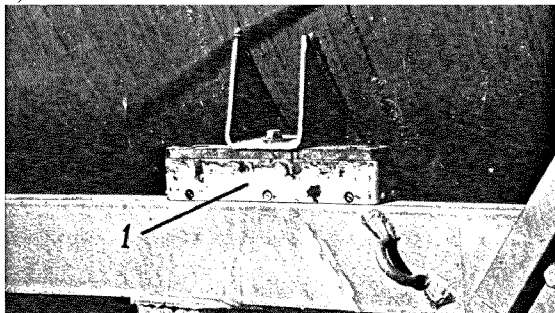
Рисунок 2 - Схема розміщення динамометрів (а) і тензодатчиків (б) у тракторному причепі 2ПТС -4 моделі 887Б (ОАО "Механический завод "Калачинский")



а)



б)



в)

а – насоса; б – штанги; в – бака; 1 – динамометр

Рисунок 3 - Приклад розміщення динамометрів в опорах на раму обприскувачів

Таблиця 1- Амплітуди змінних напружень тримкої рами причепа тракторного 2ПТС -4 (887Б)

№ датчика	Амплітуди напружень, МПа			№ датчика	Амплітуди напружень, МПа		
	Макс.	Середн.	Мін.		Макс.	Середн.	Мін.
1.	<30	-	-	10	98	57	33
2.	38	36	31	11	140	80	35
3.	43	32	30	12	105	52	24
4.	170	77	36	13	127	53	31
5.	118	61	39	14	98	54	26
6.	140	69	35	15	178	87	38
7.	117	58	37	16	390	380	360
8.	161	70	38	17	360	340	310
9.	84	49	31	18	<300	-	-

Реєстрація випадкових величин проводиться на лазерних дисках (можна на магнітних стрічках), з наступним введенням числових даних в пам'ять комп'ютера і статистичною обробкою та систематизацією цих результатів у такій послідовності [7]:

- визначення трьохкомпонентних динамічних характеристик в певних опорах, центрах мас, тягах тракторної трьохточкової навіски та інших необхідних перетинах;
- повне дослідження динаміки навантаженості проводиться у відповідності до розробленого проспекту з режимом виконання технологічного процесу машинно – тракторним агрегатом;

- визначення фактичних напружень в окремих контрольних перетинах безпосереднім наклеюванням тензорезисторів і встановлення таким чином адекватності аналітичних значень отриманих відповідно з методикою;

- аналіз і статистична обробка отриманих результатів для визначення номінальних значень досліджуваних динамічних факторів.

Отримані статистичні дані дозволяють, за допомогою аналітичних досліджень, визначити компоненти напруженого стану і характер їх зміни в часі (середні значення, максимальні і мінімальні напруження, їх частоту і т.п.) у відповідності до умов експлуатації.

На наступних стадіях розрахунку доцільно провести аналітичне дослідження НДС конструкції з дефектністю у виділеному перетині і експериментально визначити основні характеристики циклічної дефектотривкості перетину даного вузла в цілому.

III. Вироблення критеріїв оцінки міцності і довговічності конструкцій.

Складність вироблення критеріїв оцінки міцності і прогнозування ресурсу роботи, полягає перш за все у різнопрофільному наборі складових елементів цих конструкцій та специфіки їх з'єднань між собою. Оптимізувати такі конструкції складно через відсутність фактичних характеристик їх циклічної дефектостійкості зі структурною зміною матеріалу в біляшовній зоні у відповідності до конкретної технології виготовлення, особливо, складних зварних стикових з'єднань, а також геометрії поперечних перетинів тонкостінних елементів, відкритого та замкнутого профілю.

Реалізація методики вироблення критеріїв оцінки міцності і прогнозування ресурсу роботи конструкцій, схематизовано проводиться у наступній послідовності:

- дослідження кінетики розвитку дефектності натурних елементів конструкцій, наприклад, лонжеронів рам.

- одержання аналітичних залежностей для визначення коефіцієнтів інтенсивності напружень (КІН), δ - розкриття тріщин.

- визначення характеристик дефектності матеріалів металоконструкцій;

- побудова діаграми руйнування натурних профілів, наприклад, лонжеронів рам з поперечинами;

- одержання залежностей для прогнозування довговічності з врахуванням специфіки конструкцій, а також зміни властивостей металу (границі витривалості, ін.) при розвитку тріщин;

- отримання теоретичної залежності визначення критеріїв оцінки тонкостінних відкритих і замкнутих профілів елементів конструкцій з врахуванням залишкових напружень від додаткових силових факторів; побудова емпіричної автомоделі подібності.

IV. Автоматизація виконання креслярських процедур за проблемою:

Відповідно до отриманих параметрів, розробляється машинне конструювання, включаючи особливості:

- наявність взаємозв'язку між процедурами формування та читання креслень;

- єдиний параметричний підхід до опису геометричних об'єктів і їх зображень;

- наявність процесів алгоритмічного зв'язку основних класів геометричних та графічних задач. Видача оптимізованих параметрів на графопобудову з формуванням пакету робочої конструкторської документації.

Викладені матеріали ефективно спрацювали при конструюванні найбільш складної сільськогосподарської техніки в динамічній постановці задач викладені матеріали ефективно спрацювали при конструюванні найбільш складної сільськогосподарської техніки в динамічній постановці задач.

Висновок. Обклеювання тих чи інших конструкцій системою тензорезисторів (за прикладом авіаторів, автомобілістів та інших проектних організацій мобільного машинобудування) і визначення їх напружено – деформівного стану процес не раціональний і малоефективний, найбільш раціонально і ефективно є визначення реальної циклічної навантаженості в опорах або кріпленнях конструктивної системи, шляхом встановлення спеціальних вимірювальних пристроїв, з паралельною наклейкою тензорезисторів лише у контрольних перетинах. Такий підхід забезпечує перенесення отриманої експериментальної бази даних (з використанням напрацьованих алгоритмів в динамічній і нелінійній постановці задач) не тільки на проектування розглядуваної конструкції, але і на аналогового типу машин і забезпечує, в комплексі, прогнозування довговічності з оптимізацією ресурсу роботи, також при модернізації і удосконаленні даного типу конструкцій.

Список літератури

1. Гуков Я.С. Проблеми вітчизняного сільськогосподарського машинобудування та шляхи їх вирішення//Техніка АІ ІК. 2006. -№ 5.-С. 12.
2. Шебанін В.С. Перспективи розвитку сільськогосподарського машинобудування в Україні // Вісник агра науки Причорномор'я. - 2007. - № 2 (41). - С. 3-10.
3. Кравчук В. Пріоритетні напрямки наукових досліджень при прогнозуванні, випробуванні та сертифікації техніки і технологій АПК//Техніка АПК. - 2008. -№ 1.-С. 6-7.
4. Погорелый Л.В., Анилович В.Я. Испытания сельскохозяйственной техники: научно-методические основы оценки прогнозирования надежности сельскохозяйственных машин. Феникс, 2004. - 208 с.
5. В.В. Болотин. Прогнозирование ресурса машин и конструкций. –М. Машиностроение, 1984.-312с. :ил.
6. М. Черновол, С. Гранкін, В. Малахов, В. Черкун. Надійність с/г техніки.- К.: Урожай, 1998. -208с.: іл.
7. Рибак Т.І. Пошукове конструювання на базі оптимізації ресурсу мобільних сільськогосподарських машин. Підручник-посібник. Тернопіль. “Збруч”, 2003.-332с.
8. Щурин К.В. Прогнозирование и повышение усталостной долговечности несущих систем сельскохозяйственных транспортных средств.// Автореф. дис. докт. техн. наук. 05.20.01. Оренбург. - 1994. – 46с.

Т. Рыбак, П. Попович, М. Сташків

Концепция поискового конструирования мобильной техники в АПК

Рассмотрены концептуальные подходы поискового конструирования мобильных сельскохозяйственных машин с прогнозированием ресурса работы, обоснованно эффективность при решении указанных аналитически – поисковых и экспериментально – исследовательских проблем.

T. Rybak, P. Popovich, M. Stashkiv

Conception of the searching constructing of mobile technique is in AIC

Conceptual approaches of the searching constructing of mobile agricultural machines are considered with prognostication of resource of work, grounded efficiency at the decision of indicated analytically – searching and experimentally – research problems.

Одержано 14.09.09

П.М. Зайка, акад., д-р техн. наук, М.В. Бакум, доц., канд. техн. наук

Р.В. Кириченко, інженер

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

Результати польових випробувань вібраційно-дискового висівного апарату на сівбі дрібнонасінневих сільськогосподарських культур

Наведені результати порівняльних польових випробувань експериментального вібраційно-дискового висівного апарату та серійного катушкового висівного апарату овочевої сівалки при сівбі люцерни на насіння, ріпаку та моркви малими нормами. Підтверджена працездатність висівного апарату, визначені показники рівномірності розподілу рослин по довжині рядка.
дрібне насіння, висівний апарат, норма висіву, рівномірність розподілу, врожайність

Постановка проблеми. Основною задачею сівби є забезпечення оптимальної густоти стояння рослин і рівномірний розподіл їх по площі поля, що засівається, тобто створення таких умов, при яких між рослинами рівномірно розподіляються чотири рівнозначних, взаємно незамінних фактори їхньої життєдіяльності (світло, тепло, вода та елементи живлення).

Традиційно насіння дрібнонасінневих культур висівають зернотрав'яними та овочевими сівалками з апаратами катушкового типу рядковим способом за різними схемами сівби. Ці сівалки не повній мірі забезпечують сівбу малими нормами, мають високу нерівномірність висіву (коефіцієнт варіації – 80-100 %) та пошкоджують насіння.

Актуальним є широкорядний спосіб сівби насіння дрібнонасінневих культур (ріпак, люцерна, морква), який дозволяє виконувати міжрядний обробіток і зменшити потребу в гербіцидах. Ефективність його використання багато в чому залежить від точності розподілення насіння вздовж рядка. Цей показник в першу чергу забезпечується якістю роботи висівних апаратів.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Для пунктирного посіву дрібнонасінневих сільськогосподарських культур на виробництві використовуються механічні і пневмомеханічні висівні апарати. Механічні системи надійні в роботі, але металомісткі, потребують додаткового калібрування насіння, і при висіві дрібнонасінневих культур їх технологічна надійність знижується та пов'язана з підвищенням пошкодження насіння. Пневмомеханічні висівні системи зменшують пошкодження насіння, але при висіві дрібного, особливо складної форми, рівномірність висіву значно зменшується [1]. Подальше підвищення ефективності виробництва сільськогосподарських культур, що мають дрібне насіння, потребує удосконалення висівних систем. До таких конструкцій висівних систем можна віднести, розроблений на кафедрі сільськогосподарських машин ХНТУСГ ім. П. Василенка, вібраційно-дисковий висівний апарат [2, 3]. В статі [4] наведені теоретичні дослідження роботи вібраційно-дискового висівного апарату. Результати лабораторних досліджень вібраційно-дискового апарату опубліковані в роботі [5].

Метою порівняльних польових випробувань експериментального вібраційно-дискового висівного апарату та серійного катушкового висівного апарату овочевої сівалки при сівбі люцерни на насіння, ріпаку та моркви малими нормами є оцінка рівномірності висіву насіння, а також вплив норми висіву насіння вібраційно-дисковим апаратом на рівномірність розподілу вздовж рядка та урожайність моркви.

Результати досліджень.

Для забезпечення широкорядної сівби з міжряддям 45 см та якісного розміщення насіння по глибині, вібраційно-дисковий висівний апарат встановлювався на секцію сівалки ССТ-12Б.

У польових умовах перевірялася спроможність висівного апарату забезпечувати сівбу дрібнонасіненних культур малими нормами.

Дослідження проводилися на дослідному полі навчального центра Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка.

Програма польових досліджень передбачала визначення польової схожості, рівномірності сходів по довжині рядка, виживання рослин, врожайності і товарності продукції при сівбі люцерни на насіння, ріпаку та моркви сівалкою з експериментальними вібраційно-дисковими висівними апаратами та серійною овочевою сівалкою СО-4,2 з катушковими висівними апаратами. Методика проведення польових дослідів, збір статистичних даних про розподіл насіння у рядку, обробка отриманих даних проводилися по ОСТ – 70.5.1-82 [6].

За результатами досліджень визначені якісні показники роботи висівних апаратів, які зведені в таблиці 1 – 3.

Таблиця 1 – Результати порівняльних польових випробувань при сівбі люцерни на насіння

Показники		Експеримент. висівний апарат	Серійний висівний апарат
Норма висіву	кг/га	2,35	
	шт/п.м.	60,4	
Польова схожість, %		95,7	88,8
Розподілення рослин по довжині рядка	Середня відстань між рослинами, мм	17,30	18,64
	Середнє квадратичне відхилення, мм	11,04	17,68
	Коефіцієнт варіації, %	63,81	94,85
Врожайність насіння люцерни, ц/га		3,4	2,6

Аналіз отриманих результатів (таблиці 1 і 2) показує, що при посіві сівалкою з експериментальними вібраційно-дисковими висівними апаратами, у порівнянні з серійною сівалкою СО-4,2, при нормі висіву люцерни на насіння 2,35 кг/га (60,4 шт/п.м.) та ріпаку 3,55 кг/га (48,4 шт/п.м.), коефіцієнт варіації розподілення рослин по довжині рядка зменшується для люцерни на насіння з 94,85 % до 63,81 %, а ріпаку - з 84,19 % до 59,74 %. Польова схожість рослин при цьому збільшується для люцерни на насіння з 88,8 % до 95,7 %, а ріпаку - з 83,5 % до 92,4 %. Врожайність зростає для люцерни на насіння з 2,6 ц/га до 3,4 ц/га, а ріпаку - з 10,9 ц/га до 13,1 ц/га за рахунок підвищення рівномірності висіву вздовж рядка.

Таблиця 2 – Результати порівняльних польових випробувань при сівбі насіння ярого ріпаку сорту Каргілл

Показники		Експеримент. висівний апарат	Серійний висівний апарат
Норма висіву	кг/га	3,55	
	шт/п.м.	48,4	
Польова схожість, %		92,9	83,5
Розподілення рослин по довжині рядка	Середня відстань між рослинами, мм	22,25	24,72
	Середнє квадратичне відхилення, мм	13,29	20,81
	Коефіцієнт варіації, %	59,74	84,19
Врожайність насіння ріпаку, ц/га		13,2	0,6

Таблиця 3 – Результати порівняльних польових випробувань при сівбі насіння моркви сорту Нантська-Харківська

Показники		Експеримент. висівний апарат	Серійний висівний апарат
	кг/га	1,5	
	шт/п.м.	60	
Польова схожість, %		74,1	65,5
Розподілення рослин по довжині рядка	Середня відстань між рослинами, мм	22,49	25,45
	Середнє квадратичне відхилення, мм	13,15	20,97
	Коефіцієнт варіації, %	58,50	82,38
Вживання рослин, %		75,3	73,8
Кількість зібраних коренеплодів	шт/п.м.	34,0	29,0
	тис. шт/га	755,8	644,5
Вага коренеплодів	Середня вага, г	48,06	46,23
	Середнє квадратичне відхилення, г	28,56	29,15
	Коефіцієнт варіації, %	59,43	63,05
Врожайність	кг/п.м.	1,635	1,341
	ц/га	363,24	297,96
Товарність продукції, %		90,5	85,1
Товарна врожайність, ц/га		328,74	253,56

Аналіз результатів сівби насіння моркви (табл. 3) показує, що при використанні сівалки з вібраційно-дисковими висівними апаратами у порівнянні з серійною сівалкою СО-4.2 зменшується коефіцієнт варіації розподілення рослин моркви по довжині рядка з 82,38 % до 58,50 %. Польова схожість та виживання рослин при цьому збільшується (відповідно з 65,5 % до 74,1 % та з 73,8 % до 75,3 %), загальна врожайність зростає з 297,96 ц/га до 363,24 ц/га. Товарна врожайність моркви збільшується на 5,4 % (з 85,1 % до 90,5 %), тобто зменшилась кількість потрісканих коренеплодів моркви і коренеплодів з боковими розгалуженнями за рахунок підвищення рівномірності висіву вздовж рядка.

При польових випробуваннях також перевірявся вплив норми висіву насіння вібраційно-дисковим апаратом на рівномірність розподілу вздовж рядка та урожайність моркви.

Досліди проводились на підготовлених до сівби ділянках прямокутної форми площею 40 м² в 3-х кратній повторності. Дослідження виконані для 4 варіантів норми висіву. Сівбу кожною нормою здійснювали на окремих ділянках, розташування яких на дослідному полі визначалось за допомогою рандомізованого методу [7]. Висівалося насіння моркви сорту Нантська-Харківська підготовлене до сівби.

При виконанні польових випробувань визначали польову схожість, рівномірність сходів по довжині рядка, виживання рослин, геометричні розміри коренеплодів, їх маса та товарність. Результати досліджень наведені в табл. 4.

Результати випробувань вібраційно-дискового апарату при сівбі насіння моркви різними нормами показали, що при зменшенні норми висіву з 1,5 до 0,75 кг/га (з 60 шт/п.м. до 30 шт/п.м.) збільшується польова схожість та виживання рослин (відповідно з 74,1 % до 77,3 % та з 76,5 % до 82,2 %). Коефіцієнт варіації розподілення рослин моркви по довжині рядка для усіх варіантів норм висіву приблизно однаковий (54,71 % - 58,50 %). Вимірювання розмірів та ваги коренеплодів свідчать, що із зменшенням норми висіву середня довжина, середній діаметр та середня маса збільшуються, а найменша нерівномірність цих параметрів спостерігалась при нормі висіву 1,0–1,25 кг/га. При зменшенні норми висіву з 1,5 кг/га до 1,0 кг/га загальна врожайність зростає з 363,24 ц/га до 373,59 ц/га, а подальше зменшення норми до 0,75 кг/га приводить до зменшення врожайності відповідно на 28,33 ц/га. Товарність моркви зменшується на 1,4 % при зменшенні норми висіву з 1,25 кг/га до 1,0 кг/га. Подальше зменшення норми висіву приводить до значного зменшення товарності продукції, тобто збільшення кількості потрісканих коренеплодів моркви і коренеплодів з боковими розгалуженнями за рахунок зріженості посівів.

Таблиця 4 - Результати польових випробувань вібраційно-дискового апарату при сівбі насіння моркви різними нормами

Показники		Варіанти			
		1	2	3	4
Норма висіву	кг/га	0,75	1,0	1,25	1,5
	шт/п.м.	30	40	50	60
Польова схожість, %		77,3	76,6	75,4	74,1
Розподілення рослин моркви по довжині рядка	Середня відстань між рослинами, мм	43,15	32,64	26,53	22,49
	Середнє квадратичне відхилення, мм	24,69	17,86	14,83	13,15
	Коефіцієнт варіації, %	57,22	54,71	55,90	58,50
Вживання рослин, %		82,2	81,6	79,5	76,5
Кількість зібраних коренеплодів	шт/п.м.	19,0	25,0	30,0	34,0
	тис. шт/га	423,3	555,6	666,1	755,8
Довжина коренеплодів	Середня довжина, мм	105,36	99,25	94,16	88,47
	Середнє квадратичне відхилення, мм	29,53	24,17	24,45	24,73
	Коефіцієнт варіації, %	28,03	24,35	25,96	27,95
Діаметр коренеплодів	Середній діаметр, мм	42,31	39,92	37,50	34,37
	Середнє квадратичне відхилення, мм	16,91	14,29	13,73	15,27
	Коефіцієнт варіації, %	39,96	35,81	36,63	44,44
Маса коренеплодів	Середня маса, г	81,56	67,24	55,75	48,06
	Середнє квадратичне відхилення, г	52,49	35,34	32,05	28,56
	Коефіцієнт варіації, %	64,36	52,56	57,49	59,43
Врожайність	кг/п.м.	1,554	1,681	1,671	1,635
	ц/га	345,26	373,59	371,31	363,24
Товарність продукції, %		88,7	92,4	93,8	90,5
Товарна продукція, ц/га		306,25	345,19	348,29	328,74

Висновки:

1. Дослідженнями встановлено, що експериментальний вібраційно-дисковий апарат забезпечує якісний і сталий висів дрібнонасіненних культур малими нормами в польових умовах: люцерни на насіння з нормою 2,35 кг/га, ріпаку з нормою 3,55 кг/га та моркви з нормою 1,5 кг/га, при широкорядній сівбі з міжряддям 45см. За рівномірністю розподілу насіння по довжині рядка експериментальний апарат переважає катушковий висівний апарат серійної овочевої сівалки СО-4,2.

2. Польовими випробуваннями встановлено, що експериментальний вібраційно-дисковий висівний апарат забезпечує якісну сівбу насіння моркви різними нормами в межах 0,75-1,5 кг/га (30-60 шт/п.м.). З точки зору врожайності та товарності продукції раціональні норми висіву знаходяться в межах -1,25 кг/га (40-50 шт/п.м.) при широкорядному висіві з міжряддям 45см.

Список літератури

1. Бакум М.В., Бобрусь І.С., Михайлов А.Д. та інші. Сільськогосподарські машини. Частина 3. Посівні машини. За ред. М. В. Бакума. – Харків: 2005. – 332 с.
2. Деклараційний патент на корисну модель № 37998 України МПК (2008) A01C7/00. Висівний вібраційно-дисковий апарат / П.М. Заїка, М.В. Бакум, Р.В. Кириченко. - № 200802501; Заявлено 18.02.2008; Опубл. 15.12.2008, Бюл. № 24 – 6 с.
3. Заїка П.М., Кириченко Р.В. О возможности применения вибрационно-дискового высевного аппарата для посева мелкосеменных культур // Материалы X международной научно-производственной конференции «Проблемы сельскохозяйственного производства на современном этапе и пути их решения». – Белгород: БелГСХА, 2006. Том 2. – С. 199.
4. Заїка П.М., Манчинський Ю.О., Кириченко Р.В. Характеристики руху тіла насіння сферичної форми у вібраційному висівному апараті // Всеукраїнський науково-технічний журнал «Вибрації в техніці і технологіях». – 2006. – №1 (43). – С. 44-48.
5. Заїка П.М., Бакум М.В., Кириченко Р.В. Результати лабораторних досліджень роботи вібраційно-дискового апарату при висіві дрібнонасіненних сільськогосподарських культур // Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2008. – Вип. 75. Том 1 – С. 237-245.
6. ОСТ 70.5.1-82 Машини посевные. Программа и методы испытаний. – М., 1983. – 148 с.
7. Доспехов Б.А. Методика полевого опыта (С основами статистической обработки результатов исследований). – М.: Колос, 1979. С. 186-192.

П. Заїка, М. Бакум, Р. Кириченко

Результаты полевых испытаний вибрационно-дискового высевного аппарата на посеве мелкосеменных сельскохозяйственных культур

Приведены результаты сравнительных полевых испытаний экспериментального вибрационно-дискового высевного аппарата и серийного катушечного высевного аппарата овощной сеялки при посеве люцерны на семена, рапса и моркови малыми нормами. Подтверждается работоспособность высевного аппарата, определены показатели равномерности распределения растений вдоль рядка.

P.Zaika, M.Bakum, R.Kirichenko,

Results of field tests of the vibratsionno-disk sowing device on crops agricultural cultures

The results of the comparative field tests of experimental vibration-disk sowing vehicle and serial spool sowing vehicle of vegetable sowing machine at sowing of alfalfa on seeds are resulted, rape and carrot by small norms. The capacity of sowing vehicle is confirmed, the indexes of evenness of distributing of plants along a row are definite.

Одержано 10.09.09

Б.І. Котов, проф., д-р техн. наук,

Національний університет біоресурсів та природокористування України, м. Київ

С.П. Степаненко, канд. техн. наук, В.О. Швидя, асп., Ю.Г. Коваль, інж.

Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства»

До теорії розділення зерна в повітряному потоці

В статті аналітично досліджено та проаналізовано рух зернини в кільцевому зигзагоподібному пневмосепараторі. Наведені рівняння руху зернини в повітряному потоці з врахуванням впливу на неї додаткових сил. Приведено процес пневмосепарації насіння в кільцевому зигзагоподібному пневмосепараторі та досліджено його принцип роботи.

пневмосепарація, кільцевий канал, обертання зернини

Постановка проблеми. Дослідженням процесу пневмосепарації насінневих сумішей в аспіраційних каналах сепаратора приділено не достатньо уваги. Насіннева суміш потрапляє в пневмоканал у вигляді товстого шару, що погіршує процес сепарації. Пневмосепарація і видалення легких часток відбувається у верхній частині насінневого шару, а не в усьому об'ємі зернової суміші, при суттєвому підвищенні питомого навантаження на аспіраційний канал погіршується якість очистки від легких домішок та неякісного насіння. Актуальність досліджень полягає саме в тому, щоб дослідити залежність зміни траєкторій руху від частоти обертання частинки зерна навколо своєї осі в об'ємі зернового шару при русі в аспіраційному каналі.

Аналіз останніх досліджень та постановка завдання. Аналітичним дослідженням руху зернини в повітряних каналах у складі машинних агрегатів, в тому числі зернозбиральних, та машинах для післязбиральної обробки зернових було приділено достатньо уваги, як закордонними, так і вітчизняними науковцями. Однак, на жаль, дослідженням обертального руху зернини в вертикальних та похилих аспіраційних каналах сепараторів не було приділено належної уваги.

Відомі вертикальні пневмосепаратори, які розділяють матеріал на дві фракції та широко застосовуються в промисловості [1-5]. Насінневий матеріал, як двохфракційну суміш, доцільно сепарувати вертикальними пневмосепараторами [12].

За останній час спосіб пневмосепарації у горизонтальних та вертикальних каналах набув більш широкого значення. Так дослідженнями [6], встановлено, що при застосуванні горизонтального повітряного потоку в сукупності із вертикальним каналом, дозволяє розділяти насіння з меншою різницею у питомій вазі. При цьому авторам вдалося отримати раціональну продуктивність сепаратора на насінні соняшнику $Q=400$ кг/год.

Дослідженнями [7] встановлено, що найбільш прийнятним є процес розділення у нахиленому каналі з керованим нерівномірним потоком по його висоті.

Виходячи із аналізу проведених досліджень, отримана можливість розробити конструкцію гравітаційного пневматичного зигзагоподібного сепаратора та підвищити його продуктивність за рахунок розпушеності насінневого матеріалу в зоні аспірації та керованості процесу обертання частинки зерна навколо своєї осі [8], з метою збільшення при цьому швидкості повітряного потоку, що дасть можливість виділити із

насінневої суміші більше легких та дрібних домішок. Параметри такого виду сепараторів обґрунтовано недостатньо, тому актуальною задачею є дослідження технологічного процесу та обґрунтування параметрів кільцевого зигзагоподібного пневматичного сепаратора для очищення та сортування насінневих сумішей.

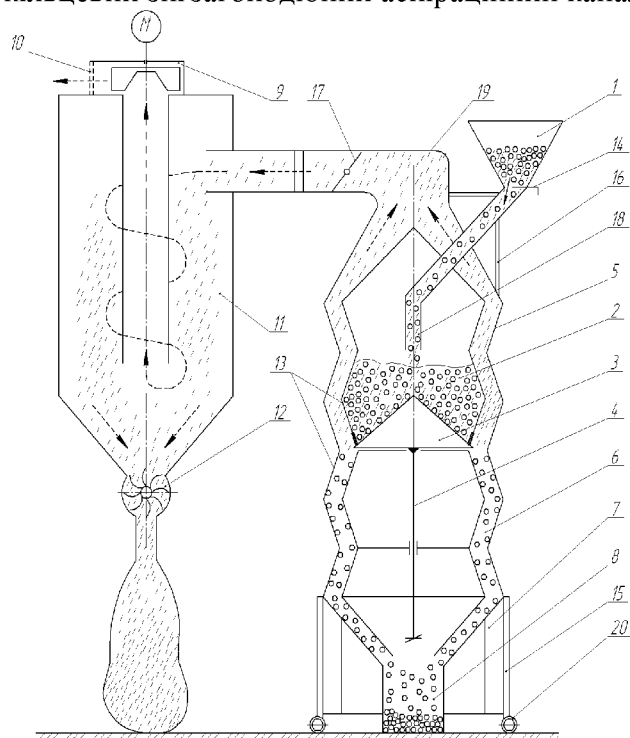
Мета досліджень. Аналітично дослідити вплив обертання зернини навколо своєї вісі при її русі в повітряному потоці кільцевого зигзагоподібного сепаратора. Розробити механіко – математичну модель руху насіння всередині вертикального кільцевого зигзагоподібного каналу.

Об'єкти та методика досліджень. Об'єктами дослідження є процеси пневмосепарації зернових сумішей в вертикальних аспіраційних каналах. Предметом дослідження є виявлення параметрів та режимів роботи пневмосепаратора. В процесі аналітичних досліджень були застосовані методи емпіричних і теоретичних досліджень та методи системного аналізу отриманих даних.

Результати досліджень. Аналітичні дослідження впливу обертання зернини навколо своєї вісі при її русі в повітряному потоці кільцевого зигзагоподібного сепаратора, розробленого в ННЦ «ІМЕСГ» [9], розглянемо на побудованій схемі, рис. 1.

При аналізі роботи пневмосепаратора було визначено, що найбільш важливим буде вплив дії на частку зерна та інші сміттєві домішки сили повітряного потоку та сили, яка виникає при обертанні шароподібної частки зерна навколо своєї вісі.

В статті наведений розв'язок задачі, коли зернова суміш подається з бункера по розподільчому конусу в кільцевий зигзагоподібний аспіраційний канал.



1 – приймальний бункер; 2 – накопичувальний бункер; 3 – конус-дозатор; 4 – регулююча штанга; 5 – кільцевий зигзагоподібний аспіраційний канал; 6 – сегментні вставки; 7 – випускний патрубок; 8 – накопичувальний короб для очищеного насіння; 9 – відсмоктуючий вентилятор; 11 – циклон; 12 – дозатор для легких домішок; 13 – оглядове вікно; 14 – шибери; 15 – рама пневмосепаратора; 16 – опорна рамка; 17 – регулююча заслінка; 18 – направляючий випускний патрубок; 19 – перехідний дифузор; 20 – колеса

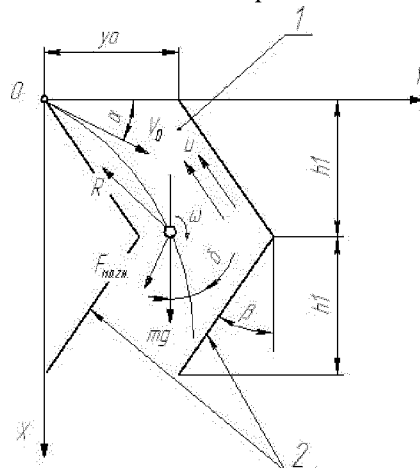
Рисунок 1 – Схема експериментальної установки кільцевого зигзагоподібного пневмосепаратора

Представимо кільцевий зигзагоподібний пневмосепаратор у вигляді плоскої моделі, сам сепаратор віднесено до нерухомої відносно поверхні току системи координат (рис.2). Для зручності опису процесу сепарації направимо вертикально вісь X, а вісь Y горизонтально. Частка з початковою швидкістю V_0 і під кутом α до горизонту вводиться в повітряний потік. Для визначення характеру обтікання частки визначаємо відносну швидкість вводу в повітряний потік:

$$V_{ВД} = \sqrt{V_b^2 + V_0^2 + 2 \cdot V_0 \cdot \sin(\alpha + \beta)}, \quad (1)$$

де V_b - швидкість повітряного потоку, м/с;

β - кут нахилу стінок зигзагоподібного аспіраційного каналу, рад.



1 – аспіраційний канал; 2 – полки-зигзаги

Рисунок 2 – Схема дії сил на частку в повітряному середовищі зигзагоподібного каналу

Для спрощення побудови механіко-математичної моделі руху зернини в кільцевому зигзагоподібному пневмосепараторі та аналітичного виведення диференціальних рівнянь, а також системного аналізу руху зернини в кільцевому каналі, зробимо ряд припущень:

- частинка зерна, до якої прикладено сили, які діють в системі «зернова суміш-повітряний потік», відмінна за питомою вагою від усіх інших часток зернової суміші;
- при русі всередині аспіраційного каналу (рис. 1) на частку діє сила ваги, яка визначається за відомою формулою:

$$P = m \cdot g, \quad (2)$$

де m – маса зернини, кг;

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

- повітряний потік, який відсмоктується з робочої зони пневмосепаратора сталий по площі перерізу каналу та діє на частку з силою:

$$R = f(Re) \cdot F_m \cdot \frac{\rho_n}{2} \cdot (V - V_b)^2, \quad (3)$$

де $f(Re)$ - коефіцієнт опору, який є функцією Рейнольдса;

F_m – міделевий переріз частки зерна, м²;

ρ_n – густина повітряного потоку, кг/м³;

V, V_b – відповідна швидкість зернини та швидкість повітряного потоку в шарі зерна, м/с;

Коефіцієнт опору, який є функцією Рейнольда визначаємо за формулою наведеною в [10]:

$$f(Re) = \frac{13}{\sqrt{4,8 \cdot \varepsilon^{2,6} \cdot \frac{V_b}{\nu} \cdot d}} \quad (4)$$

де ε – пористість шару в статичному стані;

d - еквівалентний діаметр зернини, м;

ν - кінематичний коефіцієнт в'язкості, м²/с.

- сила Магнуса $F_{МАГН}$ виникає при обертанні частинки зерна навколо своєї вісі, яку можна описати за правилом Жуковського [11]:

$$F_{МАГН} = V_b \cdot \rho_n \cdot Q, \quad (5)$$

де Q - циркуляція швидкості навколо шароподібної насінини, м³/с;

$$Q = S_{нов.тел} \cdot V_1, \quad (6)$$

де $S_{нов.тел}$ - площа поверхні тіла, м²;

V_1 - колова швидкість, м/с.

Як відомо, площа поверхні тіла дорівнює:

$$S_{нов.тел} = 4 \cdot \pi \cdot R^2, \quad (7)$$

де R - еквівалентний радіус шара, м;

Підставляючи отримані рівняння (6-7) в рівняння (5) та маючи на увазі, що колова швидкість дорівнює ($\omega \cdot R$) отримає загальне рівняння для розрахунку сили Магнуса:

$$F_{МАГН} = 4 \cdot \pi \cdot V_b \cdot \rho_n \cdot R^3 \cdot \omega. \quad (8)$$

Відповідно до схеми силової взаємодії частки і середовища (рис. 2) рівняння руху частки буде мати загальний вигляд:

$$m \cdot \vec{a} = \vec{P} + \vec{R} + \vec{F}_{МАГН}. \quad (9)$$

Отримане рівняння відрізняється від відомих наявністю складової, що враховує дію обертання частинки зерна навколо своєї вісі в зерновому матеріалі.

З врахування прийнятих допущень, спроецювавши рівняння (9) відповідно на вісі X та Y, рух частки між стінками аспіраційного зигзагоподібного каналу можна описати системою диференційних рівнянь:

$$\begin{cases} m \cdot \ddot{x} = m \cdot g - \frac{13}{\sqrt{4,8 \cdot \varepsilon^{2,6} \cdot \frac{V_b}{\nu} \cdot d}} \cdot F_m \cdot \frac{\rho_n}{2} \cdot (\dot{x} - V_b \cdot \cos \beta)^2 + 4 \cdot \pi \cdot \rho_n \cdot R^3 \cdot \omega \cdot (\dot{x} - V_b \cdot \sin \beta) \\ m \cdot \ddot{y} = \pm \frac{13}{\sqrt{4,8 \cdot \varepsilon^{2,6} \cdot \frac{V_b}{\nu} \cdot d}} \cdot F_m \cdot \frac{\rho_n}{2} \cdot (\dot{y} \pm V_b \cdot \sin \beta)^2 \pm 4 \cdot \pi \cdot \rho_n \cdot R^3 \cdot \omega \cdot (\dot{y} \pm V_b \cdot \cos \beta). \end{cases} \quad (10)$$

Зробивши наступні заміни в диференційному рівнянні спроектованому на ось X:

$$Z = \frac{13}{\sqrt{4,8 \cdot \varepsilon^{2,6} \cdot \frac{V_b}{\nu} \cdot d}} \cdot F_m \cdot \frac{\rho_n}{2 \cdot m}, \quad (11)$$

$$L = \frac{4 \cdot \pi \cdot \rho_n \cdot R^3 \cdot \omega}{m}, \quad (12)$$

$$V1 = V_b \cdot \cos \beta; \quad (13)$$

Отримаємо диференційне рівняння другого порядку в спрощеному вигляді:

$$\ddot{x} + Z \cdot \dot{x}^2 - L \cdot \dot{x} - 2 \cdot V1 \cdot \dot{x} \cdot Z = g - L \cdot V2 - Z \cdot V1^2 \quad (14)$$

Зробивши заміни, остаточно отримаємо:

$$K = L + 2 \cdot V1 \cdot Z; \quad F = g - L \cdot V2 - V1^2 \cdot Z, \quad (15)$$

$$\ddot{x} + Z \cdot \dot{x}^2 - K \cdot \dot{x} - F = 0. \quad (16)$$

Для спрощення розв'язку рівняння (16) використали математичний пакет Mathematica. Отже загальний розв'язок рівняння (16) представлено наступною залежністю:

$$x(t) = C2 + \frac{\frac{1}{2 \cdot Z} \cdot \left[\left(K \cdot \left(-t \cdot \sqrt{-K^2 - 4FZ} - \sqrt{-K^2 - 4FZ} \cdot C1 \right) \cdot \cos \left[\frac{1}{2} \cdot \left(-t \cdot \sqrt{-K^2 - 4FZ} - \sqrt{-K^2 - 4FZ} \cdot C1 \right) \right] \cdot \left(K + \sqrt{-K^2 - 4FZ} \cdot \operatorname{tg} \left[\frac{1}{2} \cdot \left(-t \cdot \sqrt{-K^2 - 4FZ} - \sqrt{-K^2 - 4FZ} \cdot C1 \right) \right] \right) \right) \right]}{\left(\sqrt{-K^2 - 4FZ} \cdot \left(K \cdot \cos \left[\frac{1}{2} \cdot \left(-t \cdot \sqrt{-K^2 - 4FZ} - \sqrt{-K^2 - 4FZ} \cdot C1 \right) \right] + \sqrt{-K^2 - 4FZ} \cdot \left(\sin \left[\frac{1}{2} \cdot \left(-t \cdot \sqrt{-K^2 - 4FZ} - \sqrt{-K^2 - 4FZ} \cdot C1 \right) \right] \right) \right) \cdot \left(2 \cdot \cos \left[\frac{1}{2} \cdot \left(-t \cdot \sqrt{-K^2 - 4FZ} - \sqrt{-K^2 - 4FZ} \cdot C1 \right) \right] \cdot \lg \left(\cos \left[\frac{1}{2} \cdot \left(-t \cdot \sqrt{-K^2 - 4FZ} - \sqrt{-K^2 - 4FZ} \cdot C1 \right) \right] \right) \cdot \left(K + \sqrt{-K^2 - 4FZ} \cdot \operatorname{tg} \left[\frac{1}{2} \cdot \left(-t \cdot \sqrt{-K^2 - 4FZ} - \sqrt{-K^2 - 4FZ} \cdot C1 \right) \right] \right) \right) \right)} + \frac{\left(K \cdot \cos \left[\frac{1}{2} \cdot \left(-t \cdot \sqrt{-K^2 - 4FZ} - \sqrt{-K^2 - 4FZ} \cdot C1 \right) \right] + \sqrt{-K^2 - 4FZ} \cdot \left(\sin \left[\frac{1}{2} \cdot \left(-t \cdot \sqrt{-K^2 - 4FZ} - \sqrt{-K^2 - 4FZ} \cdot C1 \right) \right] \right) \right)}{\quad} \quad (17)$$

Підставивши початкові умови $t = 0$; $x = 0$; $\dot{x} = 0$; знайдемо невідомі коефіцієнти $C1, C2$ з рівняння (17), які відповідно дорівнюють:

$$C1 = \left[\frac{-t \cdot (4 \cdot Z + K \cdot \ln(10) \cdot t)}{K \cdot \ln(10)} \right], \quad (18)$$

$$C2 = -\frac{1}{2} \cdot \left(\frac{K \cdot (C1 + t)}{Z} + 2 \cdot \ln \left(\cos \left(\frac{1}{2} \cdot (t + C1) \cdot \sqrt{-K^2 - 4 \cdot F \cdot Z} \right) \right) \right). \quad (19)$$

Підставивши залежності (18) та (19), а також (11-13), в рівняння (17) отримаємо графічну інтерпретацію рівняння (17) в загальному вигляді при різних значеннях кутової швидкості обертання частки зерна навколо своєї вісі рис. 3.

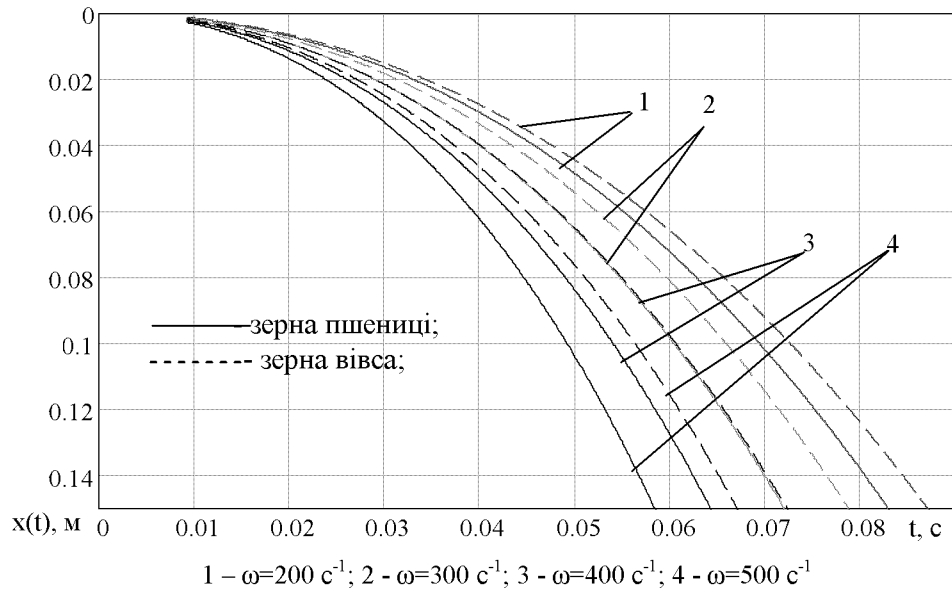


Рисунок 3 – Графік залежності переміщення частки зерна по осі X в нерівномірному повітряному потоці від часу розділення

Зробивши заміни в диференційному рівнянні спроектованому на ось Y, отримаємо:

$$\ddot{y} - Z \cdot \dot{y}^2 + \dot{y} \cdot (2 \cdot Z \cdot V2 - L) + L \cdot V1 - Z \cdot V2^2 = 0. \quad (20)$$

Зробивши наступні заміни, остаточно отримаємо:

$$K1 = 2 \cdot V2 \cdot Z - L; \quad F1 = L \cdot V1 - V2^2 \cdot Z, \quad (21)$$

$$\ddot{y} - Z \cdot \dot{y}^2 + K1 \cdot \dot{y} + F1 = 0. \quad (22)$$

Для спрощення розв'язку рівняння (22) використали математичний пакет Mathematica. Отже загальний розв'язок рівняння (22) представлено наступною залежністю:

$$y(t) = C2 + \frac{\left[\frac{1}{2 \cdot Z} \cdot \left[\begin{aligned} & K1 \cdot \left(t \cdot \sqrt{-K1^2 - 4 \cdot F1 \cdot Z} - \sqrt{-K1^2 - 4 \cdot F1 \cdot Z} \cdot C1 \right) \cdot \right. \\ & \cdot \cos \left[\frac{1}{2} \cdot \left(t \cdot \sqrt{-K1^2 - 4 \cdot F1 \cdot Z} - \sqrt{-K1^2 - 4 \cdot F1 \cdot Z} \cdot C1 \right) \right] \cdot \\ & \cdot \left(K1 + \sqrt{-K1^2 - 4 \cdot F1 \cdot Z} \cdot \operatorname{tg} \left[\frac{1}{2} \cdot \left(t \cdot \sqrt{-K1^2 - 4 \cdot F1 \cdot Z} - \sqrt{-K1^2 - 4 \cdot F1 \cdot Z} \cdot C1 \right) \right] \right) \end{aligned} \right] \right]}{\left[\begin{aligned} & \sqrt{-K1^2 - 4 \cdot F1 \cdot Z} \cdot \left(K1 \cdot \cos \left[\frac{1}{2} \cdot \left(t \cdot \sqrt{-K1^2 - 4 \cdot F1 \cdot Z} - \sqrt{-K1^2 - 4 \cdot F1 \cdot Z} \cdot C1 \right) \right] + \right. \\ & \left. + \sqrt{-K1^2 - 4 \cdot F1 \cdot Z} \cdot \left(\sin \left[\frac{1}{2} \cdot \left(t \cdot \sqrt{-K1^2 - 4 \cdot F1 \cdot Z} - \sqrt{-K1^2 - 4 \cdot F1 \cdot Z} \cdot C1 \right) \right] \right) \right] \right]} \cdot \left[\begin{aligned} & 2 \cdot \cos \left[\frac{1}{2} \cdot \left(t \cdot \sqrt{-K1^2 - 4 \cdot F1 \cdot Z} - \sqrt{-K1^2 - 4 \cdot F1 \cdot Z} \cdot C1 \right) \right] \cdot \\ & \cdot \lg \left(\cos \left[\frac{1}{2} \cdot \left(t \cdot \sqrt{-K1^2 - 4 \cdot F1 \cdot Z} - \sqrt{-K1^2 - 4 \cdot F1 \cdot Z} \cdot C1 \right) \right] \right) \cdot \\ & \cdot \left(K1 + \sqrt{-K1^2 - 4 \cdot F1 \cdot Z} \cdot \operatorname{tg} \left[\frac{1}{2} \cdot \left(t \cdot \sqrt{-K1^2 - 4 \cdot F1 \cdot Z} - \sqrt{-K1^2 - 4 \cdot F1 \cdot Z} \cdot C1 \right) \right] \right) \end{aligned} \right]}{\left[\begin{aligned} & K1 \cdot \cos \left[\frac{1}{2} \cdot \left(t \cdot \sqrt{-K1^2 - 4 \cdot F1 \cdot Z} - \sqrt{-K1^2 - 4 \cdot F1 \cdot Z} \cdot C1 \right) \right] + \\ & + \sqrt{-K1^2 - 4 \cdot F1 \cdot Z} \cdot \left(\sin \left[\frac{1}{2} \cdot \left(t \cdot \sqrt{-K1^2 - 4 \cdot F1 \cdot Z} - \sqrt{-K1^2 - 4 \cdot F1 \cdot Z} \cdot C1 \right) \right] \right) \end{aligned} \right]} \quad (23)$$

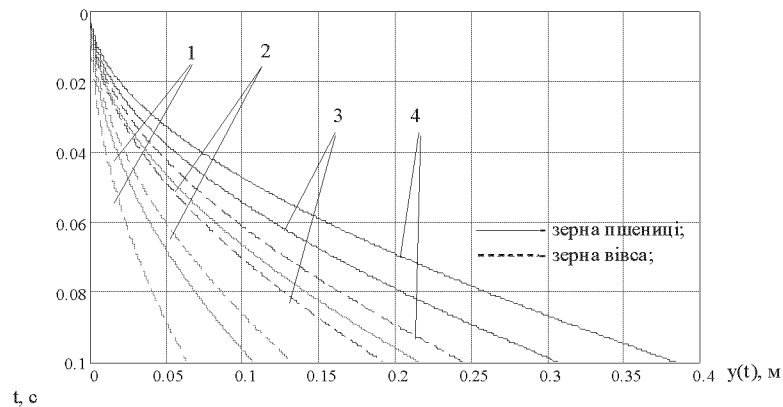
Підставивши початкові умови $t = 0$; $x = 0$; $\dot{x} = 0$; знайдемо невідомі коефіцієнти $C1, C2$ з рівняння (23), які відповідно дорівнюють:

$$C1 = \left[\frac{t \cdot \sqrt{-K1^2 - 4 \cdot F1 \cdot Z} + 2 \cdot \arctg\left(\frac{\ln 10 \cdot K1}{2 \cdot Z \cdot S1}\right)}{S1} \right], \quad (24)$$

$$C2 = -\frac{1}{2} \cdot \left(\frac{K1 \cdot (C1 + t)}{Z} - 2 \cdot \ln \left(\cos \left(\frac{1}{2} \cdot (t - C1) \cdot \sqrt{-K1^2 - 4 \cdot F1 \cdot Z} \right) \right) \right). \quad (25)$$

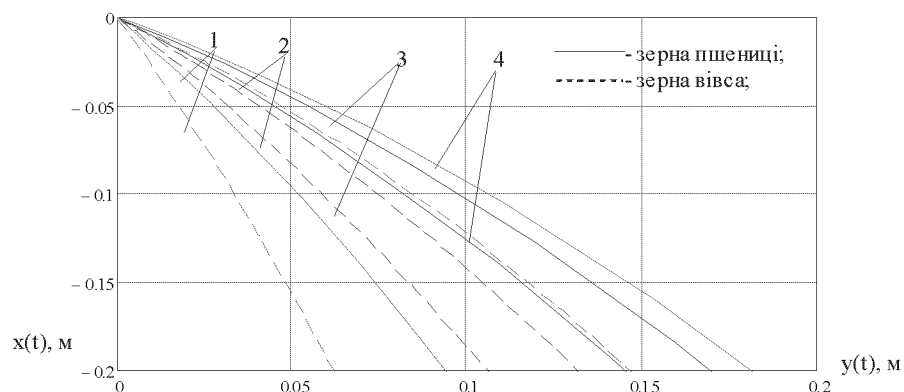
Підставивши отримані залежності (24) та (25), а також (11-13), в рівняння (23) отримаємо графічну інтерпретацію рівняння (23) в загальному вигляді при різних значеннях кутової швидкості обертання частки зерна навколо своєї вісі рис. 4.

Для побудови графіка руху частинки зерна в робочому каналі пневматичного сепаратора у вертикальній та горизонтальній площині, прийнемо наступні значення його конструктивно-кінематичних параметрів: $d_3 = 4 \cdot 10^{-3}$ м; $\rho_v = 1,21$ кг/м³; $v = 1,51 \cdot 10^{-5}$ (м²/с); $\eta = 1,82 \cdot 10^{-5}$ (Н·с/м²); $V_{в\text{ пшени}} = 9 \dots 11,5$ м/с; $m_{\text{пшени}} = (20 \dots 40) \cdot 10^{-6}$ кг; $V_{в\text{ овес}} = 8 \dots 9$ м/с; $m_{\text{овес}} = (20 \dots 40) \cdot 10^{-6}$ кг; $g = 9,81$ м/с²; $\varepsilon = 0,5$; $R = d_3/2$; $\beta = 20^\circ$; $y(0) = 0$.



1 - $\omega = 200$ с⁻¹; 2 - $\omega = 300$ с⁻¹; 3 - $\omega = 400$ с⁻¹; 4 - $\omega = 500$ с⁻¹

Рисунок 4 – Графік залежності переміщення частки по осі Y в нерівномірному повітряному потоці від часу розділення



1 - $\omega = 200$ с⁻¹; 2 - $\omega = 300$ с⁻¹; 3 - $\omega = 400$ с⁻¹; 4 - $\omega = 500$ с⁻¹

Рисунок 5 – Графік залежності траєкторій руху частки по осі X та осі Y при різних значеннях кутової швидкості обертання часток навколо своєї вісі

Аналізуючи графічні залежності рис. 3 – рис. 5, можна зробити висновок про те, що вплив обертання частинки суттєво залежить від початкової кутової швидкості. Встановлено також, якщо змінювати швидкість повітряного потоку в зоні розділення зернової суміші та відносну швидкість частки можна досягти розпушеності матеріалу по площі аспіраційного каналу і перетворити стохастичний рух часток з коливальним обертанням в об'ємі каналу в повне обертання часток навколо своєї вісі. При наданні часткам обертання на початку їх руху призведе до зменшення ефекту стохастичного розсівання по площі каналу.

Отримано рівняння для визначення траєкторії руху в залежності від кутової швидкості та отримано підвищення ефекту пневмосепарації при розділенні зернових сумішей за рахунок впливу ефекту Магнуса.

Висновки та перспективи подальших досліджень. Таким чином, запропоновані аналітичні дослідження для визначення поведінки руху частки у вертикальних аспіраційних каналах пневматичного сепаратора. Це дає змогу визначити та обґрунтувати нові робочі органи для підвищення пропускної здатності вертикальних каналів. Застосування даних досліджень на практиці дає змогу покращити якість пневматичної сепарації зерна і насіння. Розроблена механіко – математична модель руху частки всередині аспіраційного зигзагоподібного каналу дає можливість обґрунтувати фундаментальні положення процесів сепарації у вертикальних каналах та розробити теоретичні засади складних процесів в аспіраційних каналах з нагнітальним та відсмоктувальним принципом дії.

Список літератури

1. Бушуев Н.М. Семьяочистительные машины. – М.: Машгиз, 1962. – 292 с.
2. Воробьев С.Х., Мазиров Д.Я., Соколов А.П. Теплотехнические процессы и аппараты силикатных заводов. – М.: Высшая школа, 1965. – 126 с.
3. Воронов И.Г. Очистка и сортирование семян. – М.: Сельхозиздат, 1959. – 346 с.
4. Малис А.Я., Демидов А.Р. Машины для очистки зерна воздушным потоком. – М.: Машгиз, 1962. – 452 с.
5. Гортинский В.В. Процессы сепарирования на зерноперерабатывающих предприятиях. – М.: Колос, 1973. – 296 с.
6. Єрмак В.П. Обґрунтування способу сепарування соняшника у повітряних потоках // Автореф. дис. ... канд.техн.наук. – Луганськ, 2003. – 21 с.
7. Абдуєв М.М. Обґрунтування параметрів сепаратора з нахиленим повітряним каналом для розділення зернових сумішей // Автореф. дис...канд.техн.наук. – Харків, 2007. – 21 с.
8. Злочевський В.Л. Интенсификация процесса аэродинамического разделения зерновых материалов // Автореф. дис...д-р. техн. наук. – Новосибирск.: СибИМЭ СО ВАСХНИЛ. – 1986. – 35 с.
9. Степаненко С.П. Дослідження процесу пневматичної сепарації насіння в кільцевому зигзагоподібному сепараторі. Зб. наук. пр. “Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка”. Випуск 75. “Механізація сільськогосподарського виробництва”. – Харків: ХНТУСГ. - 2008. – Т1. - С. 59-65.
10. Степаненко С.П. Підвищення ефективності вібропневматичних сепараторів зерна // Дис. ...канд. техн. наук. – Глеваха.: ННЦ «ІМЕСГ». – 2008. – 183 с.
11. Жуковский Н.Е. Теоретическая механика. – М.-Л., 1950. – 812 с.
12. Матвеев А.С. Исследование процесса сепарирования зерновых смесей вертикально – восходящим воздушным потоком // Автореф. дис...канд.техн.наук. – Москва, ВИМ. - 1973. – 30 с.

Б. Котов, С. Степаненко, Ю. Коваль

К теории разделения зерна в воздушном потоке

В статье аналитически исследовано и проанализировано движение зерновки в кольцевом пневмосепараторе. Приведены уравнения движения зерновки в воздушном потоке с влиянием на неё дополнительных сил. Приведен процесс пневмосепарации зерновых смесей в кольцевом зигзагообразном сепараторе и исследован его принцип работы.

B. Kotov, S. Stepanenko, V. Shvidya, Y. Koval.

The theory of separation grains in the air stream

In article movement of a weevil in a ring pneumoseparator is analytically researched and analysed. The equations of movement of a weevil in an air torrent with influence on it of additional forces are resulted. Process of pneumoseparation of grain mixes in a ring zigzag separator is resulted and its principle of work is researched.

Одержано 03.09.09

Моделювання перехідних режимів обладнання холодильної камери та структури системи автоматичного керування (САК) температурно-вологісним режимом

Приведені математичні моделі холодильної камери, повітроохолоджувача та структури системи автоматичного керування температурним і вологісним режимом. Визначені передаточні функції основних елементів об'єкту керування. Запропонована структура комбінованої камери САК температурним режимом холодильної камери.

холодильна камера, охолоджувач, математична модель, САК

Для забезпечення нормативних параметрів технологічного мікроклімату в різні періоди зберігання плодоовочевої продукції сучасні сховища (камери зберігання) обладнані системами вентилявання, охолодження та зволоження повітря всередині камери.

Ефективність функціонування обладнання, яка визначається ступенем збереження продукції та питомими витратами енергії на забезпечення раціональних режимів зберігання, значною мірою залежить від якості його регулюючої частини – САК температурно-вологісними режимами охолодження та зберігання.

Існуючі системи найбільш часто застосовують двохпозиційний спосіб регулювання температури повітря, шляхом періодичного вимикання приводу компресора холодильної машини, який має суттєві недоліки: значні коливання температури в камері, незначний наробіток на відмову, підвищені енерговитрати.

Практика роботи САК режимами кондиціювання технологічного мікроклімату [1-3], які реалізовано на засобах, не враховуючих особливостей системи температурно-вологісної обробки повітря споруд для зберігання продукції та властивостей самої продукції, показує, що вони не працездатні в умовах змінення навантажень 10...30%, так як не можуть компенсувати збурення.

Задача вибору методів і засобів автоматичного керування не може бути вирішена без наявності математичних моделей, які достовірно характеризують динамічні характеристики технологічного обладнання систем.

Аналіз досліджень [1-7] показав, що існуючі математичні моделі описують динамічні характеристики окремих елементів системи: тепло- і масообмінні процеси взаємодії продукту та повітря [4,5], огороджуючих поверхонь приміщення [9], повітроохолоджувачів [7], зрошувальних камер [6], та систем кондиціювання повітря (СКП) [14], які не враховують стан приміщення і продукту. Комплексні математичні моделі системи "споруда-продукт-обладнання" холодильного зберігання плодоовочевої продукції при створенні САК не використовуються.

Що стосується вибору способів керування та структурної схеми (одноконтурна, багатоконтурна, ієрархічна), то у відповідності до результатів досліджень [1,2,6] можна констатувати наступні положення. Автоматична стабілізація температури повітря в камері, яка забезпечує зниження усушки при зберіганні, досягається шляхом

підтримання середнього значення параметрів на заданому рівні. Як правило в системах керування використовують релейні регулятори які не забезпечують задовільної якості регулювання в системах стабілізації температури після охолоджувачів або в камерах, обумовлюючи існування стабільних коливань, які негативно впливають на втрати продукції. Регулятори П, ПІ, ПД, які застосовуються в загальнопромислових системах кондиціювання повітря, не завжди якісно забезпечують регулювання показників, тому, що при проектуванні не враховуються динамічні властивості об'єкту, і вибору способу управління.

Доведено експериментами і теоретичним аналізом, що найбільш економічним способом керування температурним режимом є стабілізація температури повітря безпосередньо в камері з використанням плавного керування холодопродуктивністю компресора.

В холодильній техніці (при зберіганні харчових продуктів) всі розрахунки виконуються для стаціонарних режимів: параметрів камери, теплових навантажень, маси продукції. Але камери холодильного зберігання плодоовочевої продукції працюють в умовах нестаціонарного температурно-вологісного режиму. Причинами порушень стаціонарного режиму є добові та сезонні коливання температури оточуючого середовища, постійна зміна маси продукту, позиційна система керування вмиканням компресора. Температура повітря в камері може коливатися в межах 1-4 °С, що призводить до виникнення внутрішніх потоків теплоти та маси. В загальному випадку температура продукту (основний показник) залежить від теплових надходжень через огорожу, тепловиділень продукту, утворення інею.

Вдосконалена математична модель камери зберігання плодоовочевої продукції з повітряною системою охолодження із загально об'ємним розподілом повітря побудована з таких міркувань.

Охолодження рослинної соковитої продукції – складний нестаціонарний процес тепло- і масообміну. З одного боку воно характеризується виділенням продуктом тепла та вологи та зумовленими ними процесами, а з другого – тепловіддачею та масовіддачею від поверхні продукту до охолоджуючого повітря. При цьому спостерігається нерівномірність температурних і вологісних полів в об'ємі камери зберігання. Тому тепло- і масообміні процеси в камері зберігання можна кваліфікувати, як нелінійні динамічні системи з розподіленими параметрами і взаємопов'язаними керованими величинами.

Але використання в реальних САК надзвичайно складних математичних моделей позбавляє їх гнучкості, ускладнює застосування та вимагає значних обчислювальних потужностей. Тому при створенні САК температурно-вологісними режимами плодоовочесховищ доцільно використовувати наближений підхід до математичного опису камери з продуктом, як об'єкту керування, який дає змогу спростити вигляд передаточної функції та визначити її параметри (числові) з точністю, необхідною для визначення якісної картини процесів регулювання.

В роботі використано наближений підхід до складання математичної моделі, який полягає у наведенні ряду пов'язаних між собою окремих місткостей із зосередженими параметрами.

Ґрунтуючись на початковій формалізації апріорних даних про камеру холодильного зберігання продукції, складено узагальнену математичну модель.

В основу математичної моделі сховища з продукцією при холодильному охолодженні, покладені рівняння теплового та матеріального балансу між повітрям, продуктом і огороженням з урахуванням тепло- і вологовиділень продукцією та впливом зовнішнього середовища (теплопритоками від сонячного випромінювання та температури зовнішнього повітря).

Введемо такі позначення:

$\theta_j, \bar{t}_v, \theta_c, t_z$ – температура матеріалу, повітря, стін та зовнішнього повітря;

c_p, c_j, c_c – питома теплоємність матеріалу, повітря і стін;

m_j, m_v, m_c – маса матеріалу, повітря і стін;

β_i – коефіцієнт випаровування;

$\alpha_j, \alpha_c, \alpha_n$ – коефіцієнт теплообміну матеріалу, внутрішніх стін та зовнішніх стін;

F – поверхня опромінювання;

f_j, f_c, f_n – питома поверхня матеріалу, внутрішніх стін та зовнішніх стін;

d – вологовміст повітря;

r – питома теплота пароутворення.

$q(\theta)$ – теплові виділення продукту, як функція температури продукту;

β – коефіцієнт випаровування;

G_v – витрата повітря, що циркулює в камері;

m_{ov} – маса вологи, що конденсується;

t_1, d_1 – температура і вологовміст повітря на вході в камеру.

Математична модель камери холодильного зберігання представимо у вигляді системи диференціальних рівнянь (1-4):

$$m_v \cdot c_p \frac{dt}{d\tau} = G_v \cdot c_p (t_1 - t_2) - \alpha_j \cdot f_j (\bar{t} - \theta_j) - \alpha_c \cdot f_c (\bar{t} - \theta_c), \quad (1)$$

$$m_j \cdot c_j \frac{d\theta_j}{d\tau} = \alpha_j \cdot f_j (\bar{t}_v - \theta_j) + q(\theta_j) \cdot m_j - \beta_i \cdot F_i \cdot r (a \cdot \theta_j + c - b \cdot d), \quad (2)$$

$$m_c \cdot c_c \frac{d\theta_c}{d\tau} = \alpha_c \cdot f_c (\bar{t} - \theta_c) - \alpha_n \cdot f_n (\theta_c - t_z), \quad (3)$$

$$m_{v0} \frac{dd}{d\tau} = \beta \cdot F_n (a \cdot \theta_j + c - b \cdot d) - G_v (d_2 - d_1). \quad (4)$$

В математичний опис холодильної камери входять параметри t_1 і d_1 як постійні задані величини. Величини t_1 і d_1 фактично є вихідними параметрами повітроохолоджувача. Для їх визначення складемо систему рівнянь теплового та матеріального балансу для повітроохолоджувача:

$$m_o c_o \frac{d\theta_o}{d\tau} = \alpha_o f_o (t_v - \theta_o) - Q_o, \quad (5)$$

$$c_p m_{vo} \frac{dt_v}{d\tau} = c_p G_v (t_1 - t_v) - \alpha_o f_o (t_v - \theta_o), \quad (6)$$

$$m_{vo} \frac{dd}{d\tau} = (d_1 - d) G_v - \sigma_o f_o (d - d''(\theta_o)), \quad (7)$$

$$d_o(\theta_o) = a \theta_o + c, \quad (8)$$

де m_o, m_{vo} – маса охолоджувача і повітря в його об'ємі;

α_o, σ_o – коефіцієнти теплообміну та масообміну теплообмінника;

f_o – поверхня теплообмінника;

$d''(\theta_o)$ – вологовміст насиченого повітря при температурі поверхні теплообміну;

θ_o – температура труб і ребер охолоджувача та холодоагенту середня за об'ємом;

Q_o – холодопродуктивність холодильної установки.

Розв'язок системи рівнянь (1-8) з використанням ЕОМ дозволяє розрахувати змінення всіх основних параметрів холодильної камери при будь яких коливаннях температури атмосферного повітря та внутрішніх збуреннях.

Як приклад використання математичної моделі на рисунках 1-2 наведено перехідні процеси повітроохолоджувача, на рисунку 3 наведено перехідний процес в камері. На рисунку 5 – перехідний процес в штабелі яблук при вимкненому повітроохолоджувачі та вентиляторі.

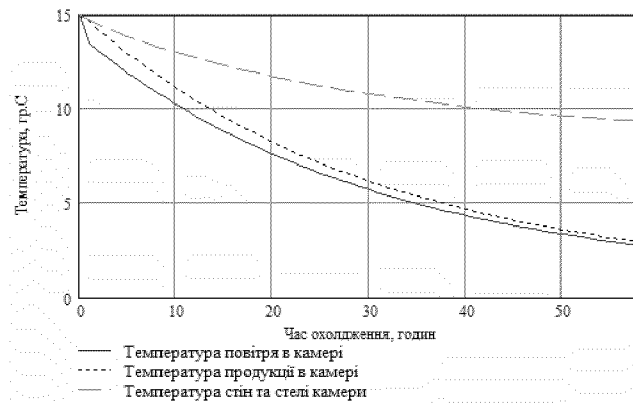


Рисунок 1 – Перехідний процес охолодження камери з продуктом при: $G_v = 10$ об'ємів/год; $t_z = 15$ °C; $t_l = -5$ °C

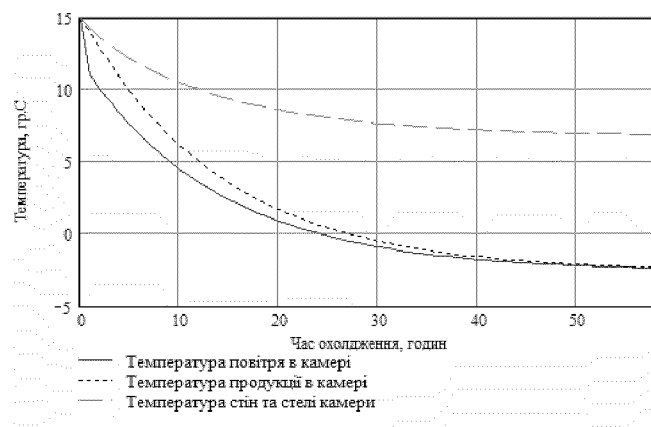


Рисунок 2 – Перехідний процес охолодження камери з продуктом при: $G_v = 30$ об'ємів/год; $t_z = 15$ °C; $t_l = -5$ °C

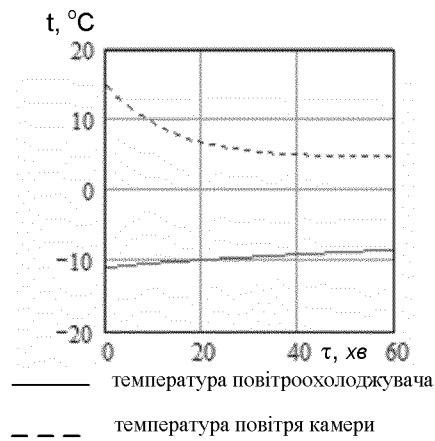


Рисунок 3 – Перехідний процес в повітроохолоджувачі

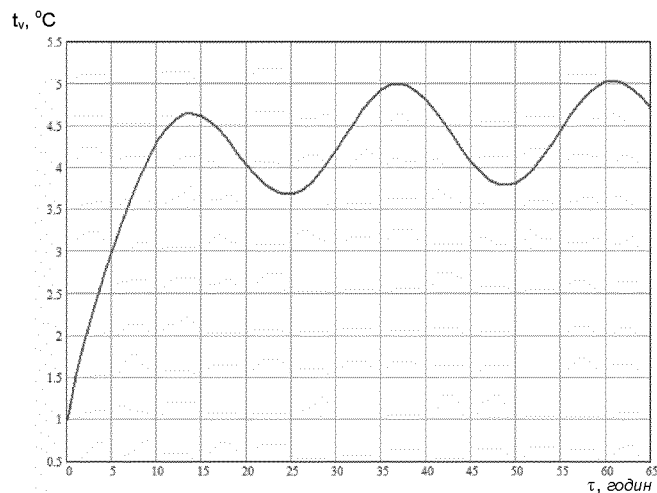


Рисунок 4 – Перехідний процес в штабелі яблук при вимкненому повітроохолоджувачі

Аналізом перехідних процесів встановлено, що динамічні властивості сховища, насамперед залежать від кратності циркуляції повітря (витрати повітря), питомої поверхні огороження сховища, коефіцієнтів теплопередачі та теплообміну.

Аналітичні передаточні функції об'єкта керування мають досить складний вигляд, як ланки п'ятого-шостого порядку. Але з аналізу розгінних кривих, сховище з обладнанням і продуктом можна представити в такому вигляді:

- передаточна функція повітроохолоджувача по каналу витрати повітря – температура t_1 :

$$W_1(p) = \frac{t_1(p)}{G(p)} = \frac{k_1(G)}{T_1 p + 1}; \quad (9)$$

- передаточна функція повітроохолоджувача по каналу холодопродуктивність – температура t_1 :

$$W_2(p) = \frac{t_1(p)}{Q_0(p)} = \frac{k_2(p)}{T_2 p + 1}; \quad (10)$$

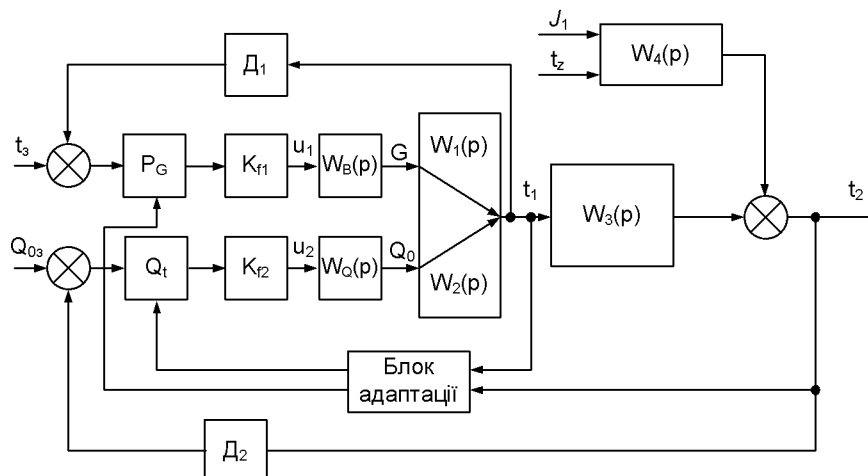
- передаточна функція холодильної камери з продуктом:

$$W_3(p) = \frac{k(G_v)}{T_1 p^2 + T_2 p + 1} e^{-p\tau}; \quad (11)$$

- передаточна функція по каналу зовнішніх збурень – температура на виході з камери t_2 :

$$W_4(p) = \frac{t_2(p)}{t_z(p)} = \frac{k_4}{T_5 p^2 + T_6 p + 1}. \quad (12)$$

Для досліджуемого об'єкту керування запропонована структурна схема комбінованої САК, яка передбачає стабілізацію температури повітря із повітроохолоджувача, та компенсацію збурень змінням холодопродуктивності компресора у функції температури повітря на вході в повітроохолоджувач (на виході холодильної камери). Структурна схема комбінованої системи наведена на рисунку 5.



$W_B(p)$, $W_{Q_0}(p)$ - передаючі функції відповідно вентиляційного і холодильного блоків;

k_{f_1} , k_{f_2} - коефіцієнти передачі частотних перетворювачів

Рисунок 5 – Структурна схема комбінованої САК

Розроблено удосконалену математичну модель камери холодильного зберігання рослинної продукції. Визначені передаточні функції основних елементів об'єкту керування. Запропонована структура комбінованої камери САК температурним режимом холодильної камери.

Список літератури

1. Мартыненко И.И., Гирнык Н.Л., Полищук В.М. Автоматизация управления температурно-влажностными режимами сельскохозяйственных объектов /Всесоюзная академия с.-х. наук им. В.И. Ленина. – М.: Колос, 1984 – 152 с.
2. Куравлев Е.С. Автоматическое регулирование влажности воздуха в холодильных камерах. М.: Колос, 1969 – 47 с.
3. Чумак И.Г. Холодильные установки. М: Агропромиздат, 1991. – 370 с.
4. Долгих В.В. Разработка и исследование систем автоматического управления микроклиматом камер холодильного хранения пищевых продуктов: Автореф. дис. к.т.н. Краснодар, 1973. – 28 с.
5. Гельберт М.И. Обоснование параметров разработки АСР режима хранения картофеля: Автореф. дис. к.т.н. М.: 1976. – 17 с.
6. Архипов Г.В. Автоматизированные установки кондиционирования воздуха. М.: Энергия, 1975. – 200 с.
7. Вычужанин В.В. Математическая модель воздухоохладителя при нестационарной нагрузке// Холодильная техника и технология, №2, 2008.-С.61-62.

8. Вычужанин В.В. Модель динамики системы кондиционирования воздуха// Холодильная техника и технология, №2, 2007.- С.31-33.
9. Вычужанин В.В. Динамические свойства ограждающих поверхностей кондиционируемого помещения судна// Холодильная техника и технология, №3, 2006.- С.10-13.
10. Вычужанин В.В. Комбинированная автоматическая система регулирования параметров воздуха в кондиционере// Холодильная техника и технология, №9, 1985.- С.43-44.
11. Аксельрод С.И. Область рационального применения Рс-регуляторов в автоматизированных системах кондиционирования воздуха// Холодильная техника, №10, 1972.- С.19-23.
12. Алехин Н.Б., Якименко Г.С. Совершенствование системы автоматического управления производительностью холодильной машины// Холодильная техника и технология, 1986.- вып. 43.- С.99-104.
13. Алехин Н.Б. анализ способов управления температурными режимами в холодильных камерах// Холодильная техника и технология, №37, 1983.- С.92-97.
14. Четверухин Б.М. Исследование температурно-влажностных полей как объекта регулирования в системе кондиционирования воздуха: Автореф. дис. к.т.н. К.: 1969. – 27 с.

Б. Котов, В. Грищенко

Моделирование переходных режимов оборудования холодильной камеры и структуры системы автоматического управления (САК) температурно-влажностным режимом

Приведены математические модели холодильной камеры, воздухоохладителя и структуры системы автоматического управления температурным и влажностным режимом. Определены передаточные функции основных элементов объекта управления. Предложена структура комбинированной камеры САК температурным режимом холодильной камеры.

B. Kotov, V. Gryshchenko

Simulation of transient modes of refrigeration chamber equipment and the structure of the automatic (ACS) control of temperature and humid conditions

A mathematical model of a refrigerator chamber, refrigerating medium and the structure of the temperature and humid condition automatic control system are given. The transfer functions of the basic control elements of a controlled object are found. A combined chamber structure with the ACS refrigerator chamber temperature mode is offered.

Одержано 02.09.09

Інноваційна картопляна техніка – комплексне рішення задач

У статті розглянуто європейську технологію з інноваційною картопляною технікою для впровадження в Україні при вирощуванні картоплі з отриманням високих врожаїв бульб. Наведений аналіз техніки для вирощування та первинної переробки картоплі дозволяє зробити висновок про можливість забезпечення виконання операцій від підготовки плантацій до післязбиральної обробки і зберігання.

інноваційна техніка, технології, програма, картопля, ґрунт, основний обробіток, передпосадковий обробіток, садіння, догляд, збирання, зберігання

Україна і Росія входять до числа провідних світових виробників картоплі, виробляючи разом більше картоплі, ніж всі країни ЄС разом узяті. При цьому все менше картоплі вирощується на присадибних ділянках і все більше – в професійних сільськогосподарських підприємствах. Виручка від реалізації картоплі сільгоспвиробниками вища, ніж виручка від реалізації всіх овочів. Тим не менше, якісної інформації про ринок картоплі, про його розміри і перспективи розвитку до останнього часу не існувало, що істотно ускладнювало роботу компаній, які вже займаються цим бізнесом, і тих, хто тільки розглядає таку можливість.

Тема картоплі досить актуальна, тому що саме картопля займає перше місце за обсягами виробництва плодовоовочевої продукції в Україні. Дана галузь високо розвинена в країнах Європи, і для ефективного ведення свого бізнесу вітчизняні виробники повинні постійно вдосконалювати свою роботу.

Картоплярство – одна з галузей сільськогосподарського виробництва, робота в якій пов'язана зі значними енерговитратами і витратами праці. Затрати на механізоване збирання складають 50-60% від загальних затрат, з них близько 55% затрат енергії припадають на сепаруючі робочі органи. До 60-70% затрат праці витрачається на збиранні. Це пояснюється тим, що в підкопаній бульбоносній масі, яка подається на сепаруючі робочі органи, вміст бульб картоплі складає всього 2-3% від загальної маси. Тому якість вихідного продукту більшою мірою залежить від роботи сепараторів. З цього випливає, що сепаруючі робочі органи є основою для забезпечення якісних показників роботи картоплезбиральних машин [1].

Досвід провідних європейських країн свідчить, що високопродуктивне картоплярство базується на досягненнях науково-технічного прогресу, у тому числі на впровадженні сучасних комплексів машин для її вирощування, переробки і зберігання.

Аналіз наукових досліджень і узагальнення виробничого досвіду свідчать, що для механізованого виробництва картоплі необхідна розробка комплексу агротехнічних, технічних та організаційних заходів, спрямованих на підвищення врожайності цієї культури, поліпшення якості продукції та зниження експлуатаційних витрат.

В Україні частково створено необхідний шлейф машин загального та спеціального призначення для виробництва картоплі, але серійний випуск їх гальмується через брак коштів на фінансування державної програми та придбання машин господарствами.

Ця програма розроблена з метою створення і серійного виробництва нової конкурентоздатної техніки і обладнання для АПК, завершення реконструкції і технічного переоснащення галузі. Крім того, програма враховує сучасні тенденції розвитку АПК і визначає перспективи технічної політики у вітчизняному сільгоспмашинобудуванні.

На основі цієї програми потрібно і нам створити інноваційну картопляну техніку по вирішенню задач механізованої технології вирощування картоплі для різних кліматичних зон України.

Як приклад є комплекс технічних засобів для вирощування картоплі фірмою “GRIMME” [2].

Запропонований комплекс машин призначений для вирощування картоплі за європейською технологією, яка передбачає отримання високих врожаїв бульб за рахунок використання комплексу чинників, які сприятливо позначаються на рості і розвитку рослин. Основними технологічними прийомами, що входять в дану технологію, є:

- вирівнювання поверхні ґрунту при проведенні основної осінньої обробки ґрунту (зяблева оранка, чизелювання) та формування значних запасів вологи в нижніх шарах ґрунтового горизонту;
- високоточне внесення заданої дози мінеральних добрив відповідно до планованої врожайності;
- проведення передпосадкової підготовки ґрунту на глибину садіння бульб з формуванням дрібногрудковатої структури за один прохід ґрунтообробного агрегату;
- виконання посадочних робіт в найбільш короткі терміни (5-7 днів) з локальним внесенням мінеральних добрив і одночасним протравленням насінних бульб та насінневого ложа;
- використання вузьких шин на тракторах для проведення міжрядних обробітків, заходів щодо захисту рослин, знищення бадилля і збирання врожаю з метою мінімізації порушення гребенів і пошкодження бульб;
- формування за один прохід просапного культиватора об'ємного спущеного гребеня висотою 18-22 см, в якому забезпечуються всі необхідні умови для формування високого врожаю товарних (насінневих) бульб правильної форми;
- своєчасне проведення заходів щодо захисту рослин з високою точністю дозування пестицидів і рівномірного розподілу препарату на оброблюваній поверхні, попереджувальні обробки фунгіцидами для боротьби з фітофторозом, обробка листової поверхні з нижньої сторони;
- попереднє (за 2-3 тижні до збирання врожаю) хімічне або механічне видалення бадилля;
- бережне збирання врожаю з мінімальними втратами в точно визначені агротехнічні терміни (10-15 днів) з належним відділенням домішок від зібраних бульб;
- прийом зібраного врожаю без механічних пошкоджень, його первинна переробка та укладання на зберігання до сховища, обладнаними системами регулювання мікроклімату.

1. Основний обробіток ґрунту

Найважливіше місце в технології вирощування картоплі займає садивна підготовка ґрунту. Якість її проведення значною мірою впливає на умови виконання подальших заходів щодо догляду за насадженнями та збирання врожаю. Обробіток ґрунту під картоплю повинен забезпечувати сприятливий тепловий і повітряний режими. Для розвитку рослин необхідно створити однорідну дрібногрудкувату структуру ґрунту, що сприяє збереженню вологи в кореневмісному шарі в умовах недостатнього зволоження, запобігає небезпеки перезволоження у разі надмірного

випадання опадів, сприяє очищенню орного шару від бур'янів і шкідників та збудників хвороб.

Грунт, підготовлений до садіння, повинен відповідати таким вимогам:

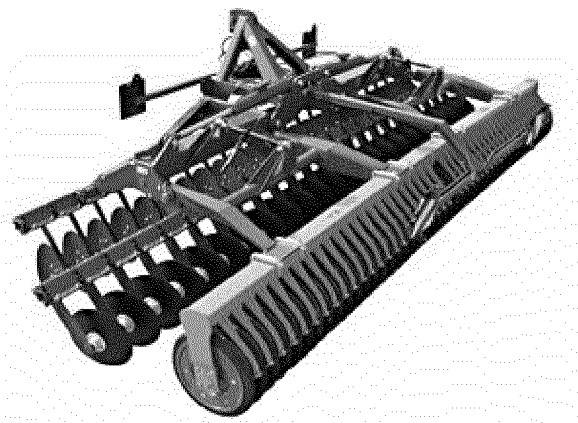
- відхилення від заданої глибини не повинно перевищувати ± 2 см;
- поверхня поля має бути вирівняною, середня висота гребенів – не більше 5 см;
- ступінь кришення (вміст грудок розміром < 25 мм за найбільшим перетином) – не менше 95%;
- ступінь знищення і підрізання бур'янів, закладення добрив – не менше 96%.

Способи обробітку ґрунту вибираються з урахуванням чергування культур у сівозміні, механічного складу і фізичного стану ґрунту, погодних умов, видів і ступеня поширеності бур'янів. У зв'язку з цим доцільно розглядати передпосадковий обробіток ґрунту в тісному зв'язку з основною (осінньою) підготовкою.

При розміщенні картоплі після зернових, зернових бобових культур, однорічних і багаторічних трав обробку ґрунту починають з лушення стерні відразу після збирання попередньої культури. Глибину лушення вибирають залежно від стану ґрунту та видів бур'янів. При засміченості однорічними бур'янами (мар біла, щиріця, щетинник сизий та ін.) післязбиральне лушення виконують дисковими лущильниками “Рубін” фірми Lemken [3] і “Катраз” фірми Amazone [4] (рис. 1) на глибину 6-8 см. При кореневищному типі засміченості (пирій повзучий) площу, поля лушать на глибину 8-10 см дисковими лущильниками в двох напрямках.



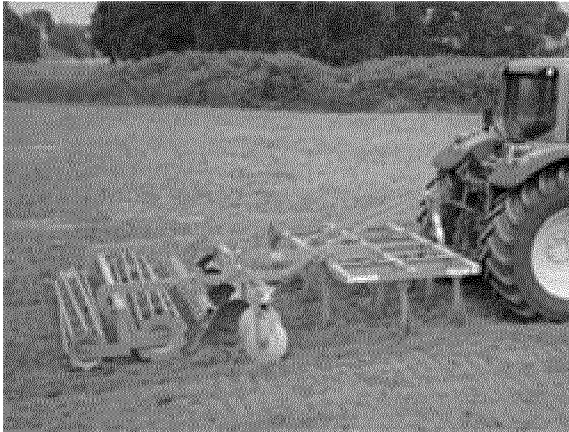
а)



б)

Рисунок 1 – Дискові лущильники “Рубін” (а) фірми Lemken і “Катраз” (б) фірми Amazone

На ґрунтах, засмічених коренепаростковими бур'янами (осот польовий, осот та ін.), ефективно застосування лемішних лущильників “Торит”, “Смарагд” (рис. 2) фірми Lemken на глибину 12-14 см.



а)



б)

Рисунок 2 – Лемішні лушпильники “Торит” (а) і “Смарагд” (б) фірми Lemken

Необхідно забезпечити рівномірну глибину лушення: відхилення від заданої не повинно перевищувати для дискових знарядь $\pm 1,5$ см, для лемішних – ± 2 см. Бур'янисті рослини необхідно повністю підрізати, кількість незаробленої стерні не повинні перевищувати 4%.

Через один-два тижні після лушення, у міру появи проростків бур'янів та з метою закладення добрив, проводять оранку зябу плугами “Євро-Опал”, “Вари-Опал”, “Євро-Діамант”, “Вари-Діамант”, “Євро-Титан” і “Вари-Титан” фірми Lemken [3] (рис. 3), що поставляються фірмою “Агротехцентр”. Зяблеву оранку краще проводити на глибину 27-30 см, а при незначному родючому шарі ґрунту – на повну глибину орного горизонту. Допустиме відхилення від глибини оранки – ± 2 см. Ступінь закладення поживних залишків, бур'янів і добрив – не менше 96%.

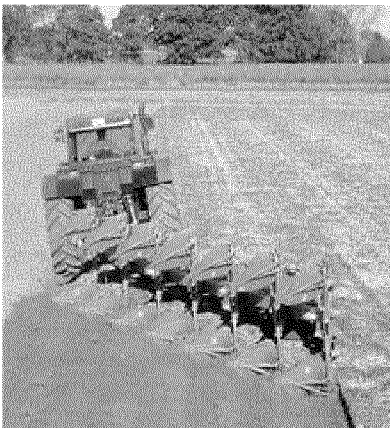


Рисунок 3 – Оранка плугами “Євро-Опал”, “Євро-Діамант” і “Євро-Титан” фірми Lemken

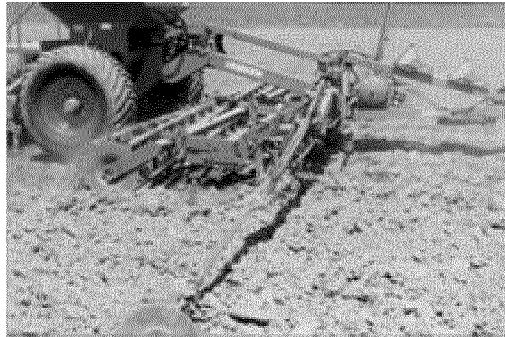
Важливо, що рання зяблева оранка, виконана в серпні або вересні, більш ефективна, тому що сприяє значному накопиченню поживних речовин і кращому розкладанню рослинних залишків. При розміщенні картоплі після просапних культур зяблеву обробку проводять без попереднього лушення.

2. Передсадивний обробіток ґрунту

Найважливіша умова забезпечення якості при виконанні весняної підготовки ґрунту – обробка відповідного шару тільки після досягнення фізичної стиглості. Ранньою весною приступають до боронування в два сліди на глибину 5-7 см, що забезпечує умови для прискорення термінів досягнення фізичної стиглості ґрунту в

нижньому шарі. На деяких типах ґрунтів найкращі результати забезпечує заміна боронування обробкою дисковими лушильниками.

Як правило, легкі ґрунти вже через п'ять-сім днів після боронування дозрівають на глибину 12-14 см, після чого можна виконати суцільне розпушування культиватором “Кварц”, “Корунд” (рис. 4) фірми Lemken.



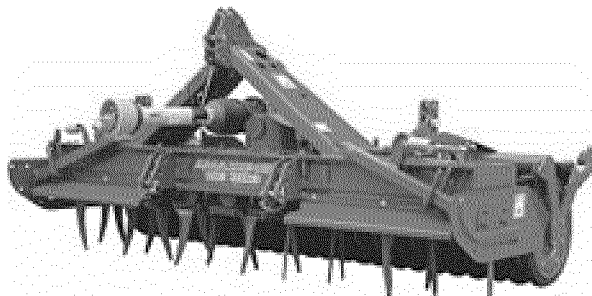
а)



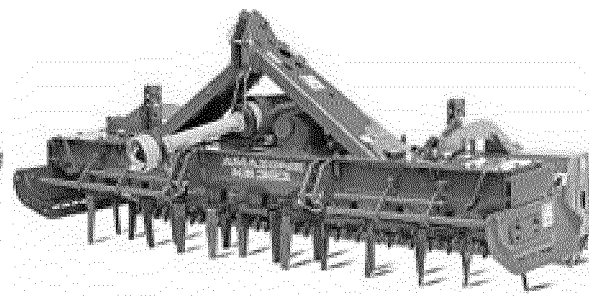
б)

Рисунок 4 – Культиватори-розпушувачі “Кварц” (а), “Корунд” (б) фірми Lemken

На середньо-і важкосуглинистих ґрунтах рекомендується суцільне фрезерування зябу вертикально-фрезерними культиваторами типів KG, KE (рис. 5) фірми Amazone і Zirkon фірми Lemken на глибину 12-15 см. Одночасно виконуються три операції: фрезерування, планування та прикочування ґрунту. Важливо домогтися при фрезеруванні поєднання частоти обертання роторів і швидкості поступального руху агрегату, щоб основна маса обробленого ґрунту складалася з грудочок розміром не більше 15-25 мм.



а)



б)

Рисунок 5 – Фрезерні культиватори типів KG (а), KE (б) фірми Amazone

Рекомендується використання активних робочих органів на підготовці суглинистого ґрунту, що дозволяє створити кращі умови для росту і розвитку рослин. Активна обробка сприяє поліпшенню агрегатного складу ґрунту (частка ґрунтових частинок розміром < 25 мм вище на 7-8% в порівнянні з пасивною обробкою), підвищенню врожайності на 7-8% і значному скороченню кількості домішок ґрунту при комбайновому збиранні. У подальшу передсадивну підготовку входить нарізання гребенів такими машинами як підгортачі-гребенеутворювачі фірми Grimme (рис. 6).

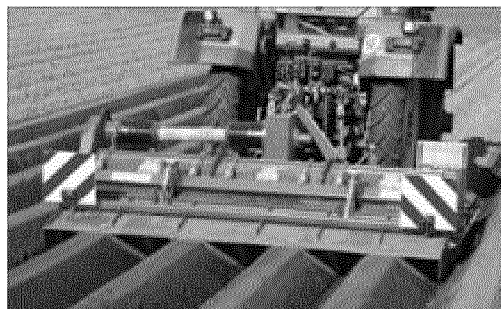
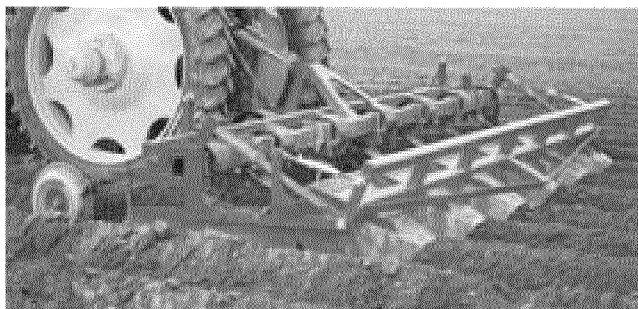


Рисунок 6 – Гребенеутворююча фреза GF 75-4 / 90-4 фірми Grimme

На особливо кам'янистих і грудкуватих ґрунтах ранньою весною слід обов'язково проводити підготовку картопляної гряди через високоефективну сепарацію каміння та грудок за допомогою машини Комбі Стар CS 1500/CS1700 (рис. 7).

Підготовка картопляної гряди з одночасним збиранням каміння та грудок зменшує кількість робочих операцій і переносить частину осінніх робіт на весну, при цьому не можна не помітити наступні переваги:

- полегшене садіння картоплі;
- кращі проростання у пухкому ґрунті;
- добре сформовані бульби картоплі однакових розмірів;
- менше ушкоджень при збиранні;
- прискорене збирання простими машинами.

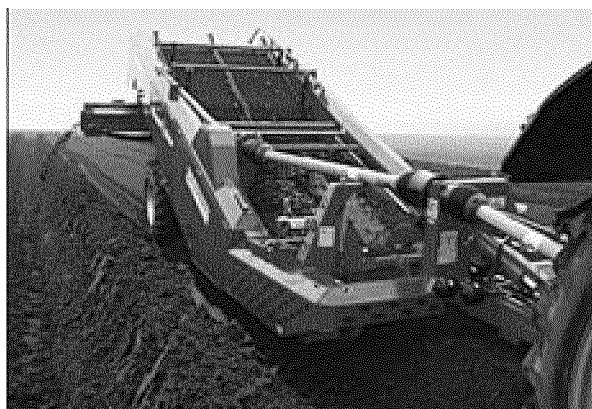


Рисунок 7 – Машина для збирання каміння Комбі Стар CS 1500/CS1700 фірми Grimme

3. Садіння

У районах, з загрозою весняної посухи картоплю садять по гладкій поверхні з використанням маркера. Однак для більшості районів рекомендується садіння у попередньо нарізані гребені (пасма). Передпосадкова нарізка гребенів (маркування поля) дозволяє:

- прискорити на два-п'ять днів початок садіння завдяки більш швидкому прогріванню ґрунту;
- забезпечити групову роботу саджалок і підвищити на 10-15% продуктивність садильних агрегатів;
- більш точно витримати глибину садіння;
- вносити локально мінеральні добрива;
- виключити передпосадкову культивуцію (на легких ґрунтах);

- виконувати локальну нарізку щілин для відводу надлишкової кількості води із зони розташування бульб.

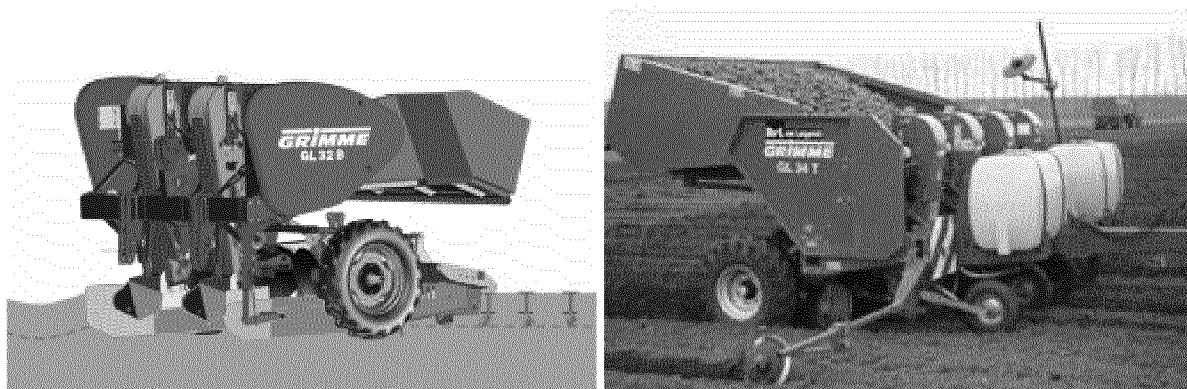
Основні агротехнічні вимоги до якості виконання садіння:

- глибина садіння на суглинистих ґрунтах – 6-8, супіщаних – 8-10 см, рахуючи від верхньої точки бульби до вершини гребеня;
- густина посадки залежить від розміру бульб та призначення: на насінні цілі – 60-70 тис./га, для виробництва продовольчої картоплі – 50 тис. бульб на 1 га;
- кількість пропусків не повинно перевищувати 2%, а “двійок” для середньої фракції складати не більше 2%;
- гребені після садіння повинні мати овальну форму висотою не більше 30 см із залишенням між ними частини незайманого ґрунту смугою до 25-30 см;
- відхилення середньої лінії розміщення бульб від лінії вершини гребеня не повинно перевищувати ± 2 см, а відхилення стикових міжрядь – 10 см;
- обламування паростків при садіння пророщених бульб саджалки не повинно перевищувати 17%.

Для особистих господарств рекомендується садити бульби з міжряддями 70-75 см і відстанню між ними в рядку 25-35 см.

Інноваційна техніка для садіння – спеціальна двохранда картоплесадильна машина GL 32 B (рис. 8 а) для садіння в заздалегідь підготовлені, очищені від каменів грядки, яка за один робочий прохід робить садіння та формування гребенів.

Нові 4-, 6- і 8-рядні картоплесадильні машини серії GL-T (рис. 8 б) можуть мати індивідуальне пристосування до будь-яких ґрунтових умов. Разом з тим вони дуже надійні, тому що базуються на вже чудово зарекомендованих себе моделях серій Z і ZS. І є ще дещо, що полегшить Вам садіння з машинами серії GL-T: інноваційне спеціальне обладнання “Grimme”. Наприклад, пристрій для внесення добрив, обладнання для садіння в заздалегідь підготовлені пасма або нова комбінація “5в1”, яка виконує 5 технологічних операцій за один прохід. Там, де не потрібно остаточне надання форми гребеню, машини, за бажанням, можуть бути обладнані глибоким бункером, який дозволяє проводити наповнення 3-х стороннім самоскидом. З використанням того обладнання, а також іншого оснащення переслідується одна головна мета: досягнення більшої продуктивності з мінімальними витратами!



а)

б)

Рисунок 8 – Картоплесадильні машини GL 32 B (а) і GL 34 T (б)

Картоплесаджалка 4-рядна GL 34Z (рис. 9 а) з великим обсягом бункера в поєднанні з малопотужним трактором – проста установка пристроїв для внесення туків або для рідкого протравлення (або обох відразу).



а)

б)

Рисунок 9 – Картоплесадильні машини GL 34Z (а) і GL 34 K/KG (б)

Високопродуктивна 4-рядна навісна картоплесадильна машина GL 34 K/KG (рис. 9 б) типового ряду GL з продуктивними висаджуючими апаратами і широкою програмою комплектуючих, що дозволяє обладнати машину для всіх умов експлуатації.

4. Догляд за насадженнями

Догляд за насадженнями передбачає знищення бур'янів, формування гребенів з підгортання і підтримку ґрунту в гребенях і міжряддях в спущеному стані аж до збирання гребенеутворювачами серії GF (рис. 6) і GH (рис. 10) фірми “Grimme”.

Технологія догляду залежить від типу ґрунту і застосовуваних знарядь. На легких ґрунтах застосовують культиватори з набором пасивних робочих органів – стрічасті лапи, долота, підгортачі (з відвалами або ярусні з стрічастих лап), ротаційні борони та ротаційні розпушувачі. Першу обробку – розпушування міжрядь з одночасним насипання ґрунту на гребені і боронуванням – проводять не пізніше п'яти-семи днів після садіння, коли бур'яни не зійшли і знаходяться в ґрунті в стадії “білої нитки”, у зв'язку з чим вони легко знищуються. Другу обробку до появи сходів виконують у разі необхідності тим же набором робочих органів. Підгортання без боронування проводять по посівах з формуванням гребенів повного профілю з насипання пухкого ґрунту над бульбами не менше 18-20 см. Якщо поле сильно засмічене бур'янами, то насадження обробляють гербіцидами, наприклад, “Зенкор” – протягом 24 годин після підгортання або “Агрітокс” – по посівах бур'янів.



Рисунок 10 – Гребенеутворююча машина GH фірми Grimme

На важких ґрунтах застосовується та ж технологія, що і на легких ґрунтах у разі застосування пасивних робочих органів. Із застосуванням фрезерних культиваторів технологія догляду спрощується і зводиться до однієї операції – формування гребенів

висотою до 20-25 см по посівах з наступною обробкою гребенів гербіцидами. У разі зливових дощів перед змиканням бадилля проводять розпушування міжрядь ярусним підгортачем, щоб у гребенях не утворювалися тріщини, що викликають позеленіння бульб нового врожаю.

5. Система боротьби з хворобами та шкідниками картоплі

Система захисту картоплі від хвороб і шкідників має поєднувати профілактичні та винищувальні заходи.

Ранні осередки хвороби виникають в знижених місцях поля, близько лісосмуг. На повільно висихаючих ділянках ускладнений рух наземних обприскувачів. Поле має бути вільним від стовпів електропередач, мати достатні розворотні смуги і віддалено від городів, на яких вирощують сприятливі до хвороби і не захищаються фунгіцидами сорти картоплі.

Обробка рослин пестицидами здійснюється навісними штанговими обприскувачами Schmotzer [5]: SUP E, SUP VA-VB, SUP 11 і SUP V (рис. 11).



Рисунок 11 – Навісні обприскувачі фірми Schmotzer

У боротьбі з фітофторозом і колорадським жуком необхідно враховувати фактор адаптації збудника фітофторозу до препаратів на основі металаксил і оксідіксіла, а також колорадського жука до піретроїдів та інших препаратів. Тому необхідно чергувати застосування цих препаратів з іншими, створеними на основі відмінних від них хімічних сполук.

Пропонуються причіпні обприскувачі серії ASP (рис. 12).

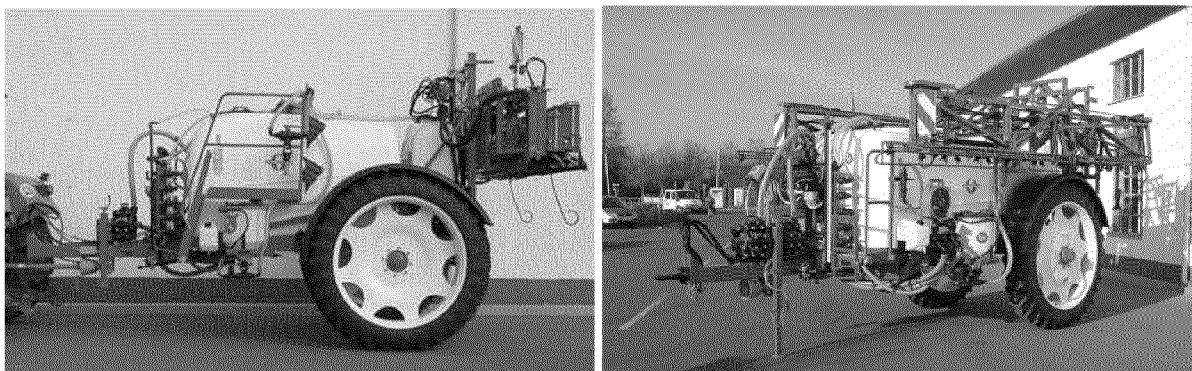


Рисунок 12 – Причіпні обприскувачі ASP фірми Schmotzer

6. Збирання

Збирання починають з передзбирального видалення бадилля за 10-12 днів до збирання з метою поліпшення умов роботи збиральних машин і прискорення дозрівання бульб.

Попелиці можуть бути злісними переносниками вірусних хвороб, оскільки бадилля і опале листя повинні бути видалені до того, як можливі інфекції вразять бульби. Тому встановлюються рекомендовані, а частково й обов'язкові графіки (терміни) видалення бадилля. Терміни залежать від інтенсивності польотів попелиці (реєструється щодня з допомогою всмоктуючих та рідинних пасток), сприйнятливості сорту, інфікованості поля, зрілості врожаю.

Видалення бадилля – ефективне збирання без проблем:

- підвищена ефективність збирання;
- зниження витрат на хімікати;
- екологічно безпечне;
- відмінне збирання при мінімальних витратах.

Використання видалення бадилля “GRIMME” перед збиранням дає значний ефект: бадилля не створює проблем при збиранні, знижується необхідність у застосуванні хімічних препаратів. Видалення бадилля екологічно безпечне, знижуються витрати і підвищується врожайність.

Пропонується двохрядна, чотирьохрядна і шестирядна машина для видалення бадилля серії KS (рис. 13).



Рисунок 13 – Машини для видалення бадилля серії KS фірми Grimme

Збирання – найбільш складна і трудомістка технологічна операція при вирощуванні картоплі. Залежно від призначення, умов та часу реалізації картоплі збирання може проводитися за трьома технологіями:

1. Потокова – комбайн (копач) → транспортний засіб → сортувальний пункт → транспортний засіб → сховище або відправлення на реалізацію;

2. Перевалочна – комбайн (копач) → транспортний засіб → тимчасове зберігання протягом двох-трьох тижнів → сортування з перегородкою → сховище або відправлення на реалізацію;

3. Прямоточна – комбайн (копач) → транспортний засіб → сховище.

Представник високопродуктивних комбайнів серії: SE 75-30/SE 75-40/SE 75-55 (рис. 14) з оптимальною адаптацією підкопуючого пристрою, відділенням коренеплодів від бадилля без травмування, а також ефективною сепарацією від грудок і каменів, особливо дбайливим ставленням до зібраного урожаю завдяки низьким ступеням перепаду і м'якому дну бункера. Висока маневреність машини робить можливою її експлуатацію у важких умовах. Проста в управлінні, регулюванні та обслуговуванні.



Рисунок 14 – Картоплезбиральні комбайни серії SE фірми Grimme

На основі комбайна серії SE розроблено пристрій для підбору з валка за допомогою лемеша і роторного вала (рис. 15 а).



а)

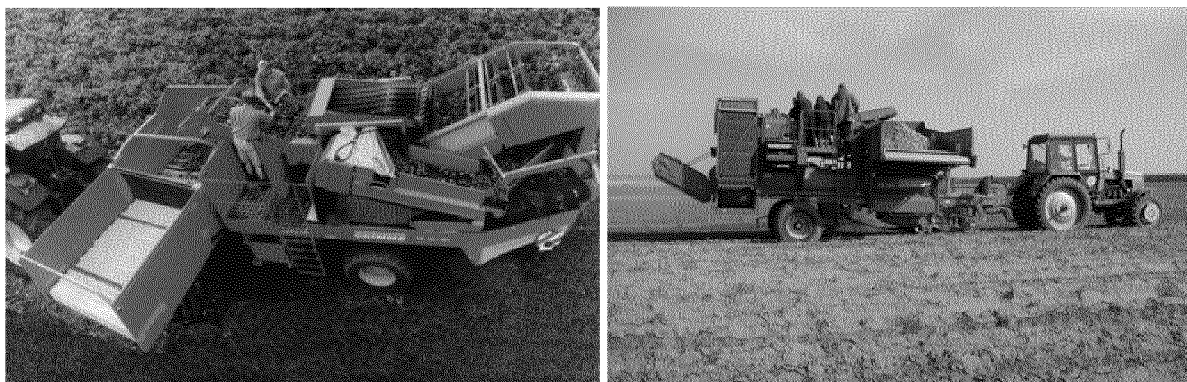


б)

Рисунок 15 – Комбайн-підборщик SE (а) і двохрядний картоплекопач GZ 1700 (б) фірми Grimme

Пропонується революційний двохрядний картоплекопач з елеватором GZ 1700 (рис. 15 б) фірми Grimme, який має відкритий, легко доступний для огляду, каскад, новий хвильовий просіваючий транспортер для дбайливого просіювання без відбою, нові “м’які” для видалення бадилля вальці, MultiSep. Переборщик нового типу не залишає бадилля, земляних грудок і дрібного каміння, система RS (роликовий сепаратор) для важких і липких ґрунтів, перевантажувальний транспортер з активними боковинками.

Представник високопродуктивних комбайнів SE 150-60 / SE 170-60 (рис. 16 а) – оптимальна адаптація підкопуючого пристрою, відділення бульбоплодів від бадилля без травмування, а також ефективна сепарація від грудок і каменів, особливо дбайливо транспортується по комбайну і ставлення до зібраного урожаю завдяки низьким ступенями перепаду і м’якому дну бункера, висока маневреність машини робить можливого її експлуатацію у важких умовах, проста в управлінні, регулюванні та обслуговуванні і DR 1500 (рис. 16 б) з центральним підкопом.



а)

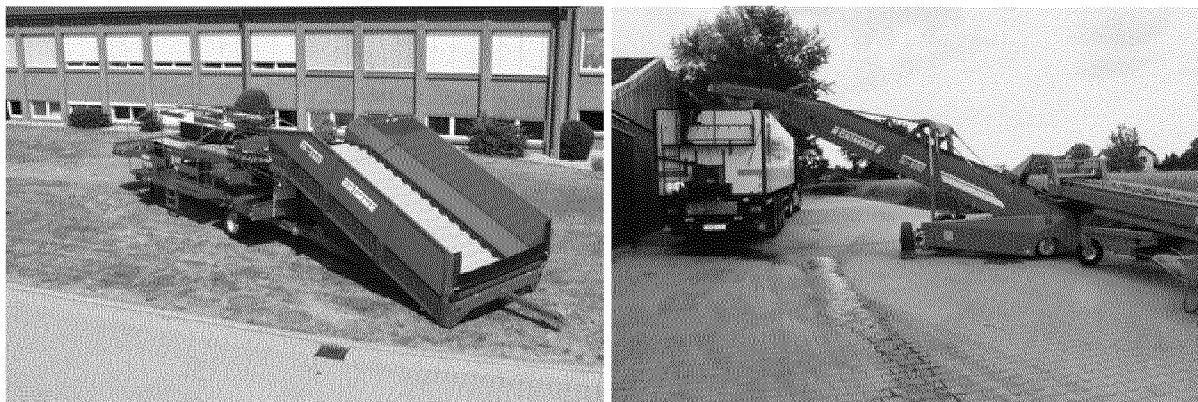
б)

Рисунок 16 – Картоплезбиральні комбайни серії SE (а) і DR 1500 (б) фірми Grimme

7. Зберігання

Фірма Grimme розробила повний набір машин для сховища. Сюди входять приймальний бункер, подовжувальні транспортери, телескопічний навантажувач, комбінування інспекційно-сортувальної одиниці, а також сортування з прогумованим полотном.

Надійний приймальний бункер для причепів із заднім перекиданням серії RH (рис. 17 а) (місткість від 4 м³ до 19 м³, електрогідравлічний привід), безступінчатим регулюванням швидкості обертання всіх важливих вузлів забезпечує: оптимальний підбір режимів роботи залежно від транспортованого матеріалу; дбайливе поводження з продуктом; оптимальну спільну роботу з наступними машинами, наприклад, стрічковими транспортерами, інспекційними столами і т. д.



а)

б)

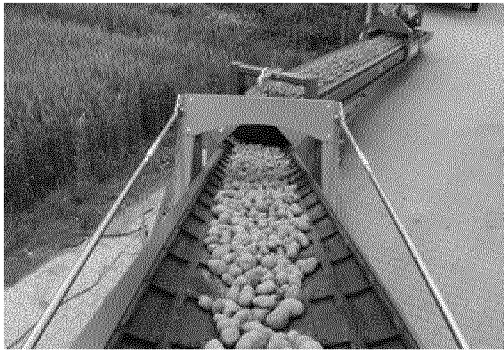
Рисунок 17 – Приймальний бункер серії RH (а) і телескопічний навантажувач SL (б) фірми Grimme

Телескопічний стрічковий навантажувач серії SL (рис. 17 б) (довжина 12, 14, 16 або 18 м, електрогідравлічний привід) придатний для роботи з сипучими матеріалами (наприклад, картопля, цибуля, морква, зерно тощо), їх завантаження в транспортний засіб або закладання на зберігання ярусним способом.

Велика відстань від опорних коліс до головної частини телескопа дозволяє зменшити кількість технологічних пересувань по сховищу.

Електрогідравлічний привід з безступінчатим регулюванням швидкості обертання всіх важливих вузлів дозволяє: оптимально підібрати режими роботи залежно від транспортованого матеріалу; дбайливе поводитися з продуктом.

Транспортерна стрічка (рис. 18 а) шириною 80 см забезпечує високу продуктивність, чудове транспортувальне, якість завдяки скребка висотою 16 мм і мають V-форму.



а)



б)

Рисунок 18 – Транспортерна стрічка (а) і транспортер-навантажувач (б) фірми Grimme

Тканева основа і переривчастий профіль шкребків забезпечують: високу еластичність стрічки; тривалий термін служби; дбайливе поводження з продуктом завдяки рухомим бічним стінкам; сталеві несучі ролики встановлені на шарикопідшипниках, що не вимагають мастила і технічного догляду.

Транспортер для навантажування в причеп (рис. 18 б) робить можливим завантаження транспортних засобів без додаткових пошкоджень продукту.

Інтегровані ступені зменшення висоти падіння з прогумованих матеріалів.

Можливе керування транспортером з пульта керування машини: підйом-опускання з метою забезпечення безпеки роботи, висунення телескопа обмежено.

Машина для наповнення контейнерів серії GBF (рис. 19 а) фірми Grimme: (виконується як окрема машина, так і в комбінації з прийомним бункером RH серії).



а)



б)

Рисунок 19 – Машина для наповнення контейнерів (а) і сортувальна машина WG 900 (б)

Дана сортувальна машина WG 900 (рис. 19 б) особливо придатна для сортування картоплі та цибулі. Єдина в своєму роді електрогідравлічна установка, що робить можливим регулювати окремі приводи безступінчато, дозволяє досягнути оптимального розподілу по фракціях, виключаючи при цьому травмування продукту.

Привід забезпечує збереження коренеплодів, але й передає валець в кінці сортувального полотна. Останній утворює мінімальну ступінь падіння при подачі врожаю на наступні машини. Транспортёр відведення відсортованої фракції також безступінчато регулюється по швидкості і напрямку руху. WG 900 обладнана стабільними, вільно обертаючими колесами, які дозволяють швидко змінювати положення машини.

Наведений аналіз техніки для вирощування та первинної переробки картоплі провідних фірм Європи дозволяє зробити висновок про її високий технологічний рівень при комплексному підході, оскільки забезпечує виконання операцій, починаючи від підготовки плантацій і закінчуючи збиранням, післязбиральною обробкою і зберіганням. І в першу чергу фірми ставлять завдання забезпечення високої якості і надійності своєї продукції.

Список літератури

1. Грушецький С.М. Обґрунтування конструкції і параметрів лемішно-полицевого картоплекопача з барабанним сепаратором картопляного вороху: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11 / Грушецький Сергій Миколайович. – Вінниця, 2008. – 285 с.
2. www.grimme.de.
3. www.lemken.de.
4. www.amazone.de.
5. www.schmotzer.de.

С. Грушецький

Инновационная картофельная техника – комплексное решение задач

В статье рассмотрена европейская технология с инновационной картофельной техникой для внедрения в Украине при выращивании картофеля с получением высоких урожаев клубней. Приведенный анализ техники для выращивания и первичной переработки картофеля позволяет сделать вывод о возможности обеспечения выполнения операций от подготовки плантаций до послеуборочной обработки и сохранения.

S. Grushevsky

Innovative Potato Growing Machinery is a comprehensive problems solution

The article discusses a European technology of using innovative potato growing machinery with the aim of its introduction in potato growing in Ukraine to get high potatoes harvests. This analysis of the machinery for cultivation and primary potatoes processing allows to make a conclusion about an opportunity to carry out all the operations from the potato plantation preparation to its post-harvest processing and conservation.

Одержано 02.09.09

В.С. Ловейкін, проф., д-р техн. наук, Ю.В. Човнюк, проф., канд. техн. наук,

А.І.Дитюк, здобувач

Національний університет біоресурсів і природокористування України, м. Київ

Дослідження дальності польоту частинок твердих мінеральних добрив шляхом моделювання

Завдяки проведеному всебічному дослідженню швидкості руху частинок твердих мінеральних добрив у середовищі з опором (повітрі), встановлено розмірний ефект, який визначає дальність польоту частинок добрив в залежності від їх фізико-механічних властивостей, параметрів їх польоту в момент сходження з розкидального диска, висоти установки диска над поверхнею поля, тощо. мінеральні добрива, математична модель, лопатки відцентрового розсіювального диска, дальність польоту, опір повітря

Постановка проблеми. Встановлено, що дальність розсівання частинок твердих мінеральних добрив залежить від абсолютної швидкості сходження частинок добрив з розкидального диска, кута між вектором цієї швидкості та горизонтальною площиною і аеродинамічних властивостей самих частинок твердих мінеральних добрив

Попередній аналіз теоретичних досліджень засвідчує, що в даний час відсутні ефективні результати досліджень загального випадку руху частинки добрив, які б враховували рух навколишнього середовища та супроводжуючого повітряного струменя і напрямки векторів їх швидкостей та водночас дозволяли б отримати часткові залежності стосовно параметрів дискових обертальних органів та режимів їх роботи, тому є необхідність у продовженні цих досліджень.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Загально відомо, що Н.Е. Жуковський шляхом теоретичних досліджень встановив залежність для визначення траєкторії руху тіла, кинутого під певним кутом до горизонту в повітряному середовищі[2]. Але без використання додаткових спеціальних таблиць, вони не забезпечують значень окремих складових названих залежностей.

Для визначення дальності розсівання частинок твердих мінеральних добрив плоским розкидальним диском, установленим горизонтально до поверхні поля, без урахування опору повітря П.М. Василенко запропонував таке рівняння[3]:

$$L_{\phi} = v_{nc} \sqrt{\frac{2H}{q}},$$

де L_{ϕ} – дальність розсівання добрив розкидальним диском.

Теоретичні дослідження дальності розсівання твердих мінеральних добрив по поверхні поля плоским розкидальним диском проводили Е.В. Козловський[4], М.К. Штуков, Р.М. Гіліс та В.Ф. Ярошенко[5].

Спільним недоліком цих досліджень є те, що в них не враховано вплив кута α , на дальність розсівання добрив. Крім того Е.В. Козловський в своїй праці [4] записав диференціальне рівняння руху частинки твердих мінеральних добрив лише в горизонтальному напрямку.

Мета дослідження полягає в побудові математичної моделі та аналізу швидкості руху частинки мінеральних добрив після злету з лопатки відцентрового розсіювального диска у середовищі з опором (повітрі) під певним (невеликим) кутом α .

Виклад основного матеріалу. Швидкість частинки твердих мінеральних добрив, яка злетіла з лопатки диску v_a має дві складові: радіальну v_r та тангенціальну v_e , причому:

$$v_a = \sqrt{v_r^2 + v_e^2}.$$

Оскільки $v_r \cdot v_e = \omega R$, то вплив v_r на v_a відносно невеликий і при практичних розрахунках ним можна знехтувати, прийнявши $v_a \approx v_e$.

Друга фаза передбачає рух гранули, що злетіла з диска зі швидкістю $v_a \approx v_e$, яка має напрямок по горизонталі. При цьому (рис.1) на часточку добрив діятимуть:

а) сила ваги $G = mg$;

б) сила опору повітря $R_x = m \cdot K_{\Pi} \cdot V^2$, де k_{Π} - коефіцієнт парусності.

Перше наближення. За малих значень k_{Π} (гранули, кристали тощо) опір повітря можна не враховувати.

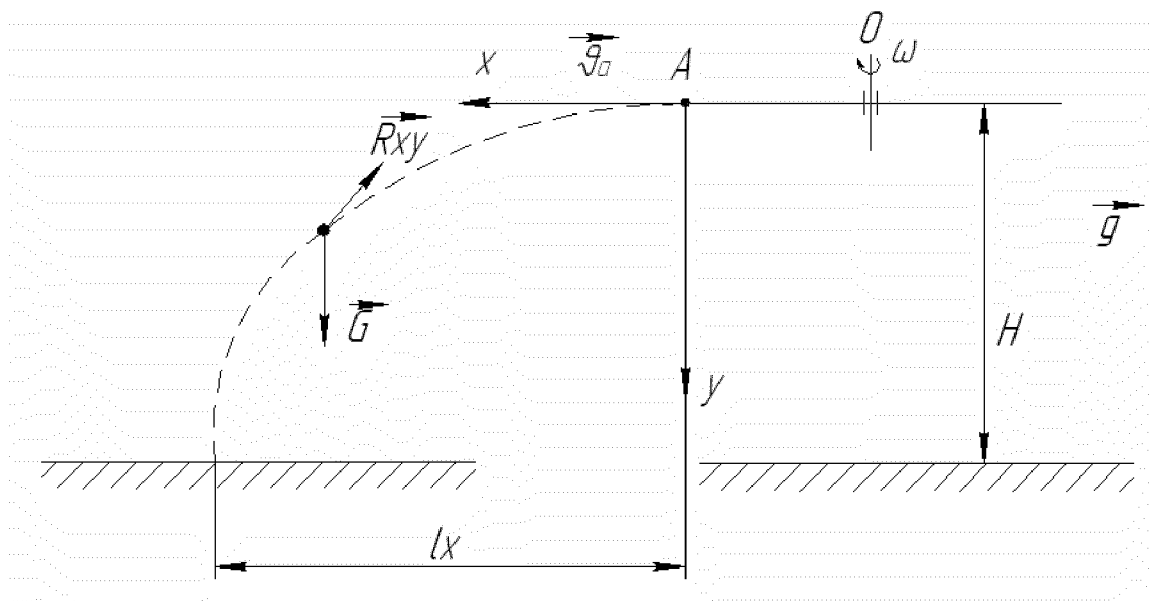


Рисунок 1 - Схема для визначення дальності польоту частинок добрив

Для розрахунку дальності польоту часточок добрив використовують рівняння:

$$\begin{cases} x = v_a \cdot t_n; \\ y = \frac{gt_n^2}{2}, \end{cases} \quad (1)$$

де t_n - час польоту гранули.

Розв'язавши друге рівняння (1) відносно t_n , отримаємо:

$$t_n = \sqrt{\frac{2y}{q}}. \quad (2)$$

Підставивши значення t_n у перше рівняння (1), дістанемо рівняння траєкторії гранули (рис.1)

$$x = v_a \cdot \sqrt{\frac{2y}{q}} \approx \omega R \cdot \sqrt{\frac{2y}{q}}. \quad (3)$$

Визначимо дальність польоту часточки добрив для розсіювального пристрою, підставивши у (3) значення $y = H$, тоді:

$$x = \ell_x = \omega R \cdot \sqrt{\frac{2H}{q}}, \quad (4)$$

де H - висота розміщення розсіювального диску над поверхнею ґрунту.

Для збільшення дальності польоту часточок добрив у деяких конструкціях можуть бути застосовані конічні диски з кутом конусності $3 \dots 5^\circ$.

Друге наближення. Побудуємо уточнену модель польоту гранул мінеральних добрив у процесі їх розсіювання дисковим апаратом, враховуючи їх фізичні та геометричні властивості. До фізичних властивостей в першу чергу можна віднести густину частинок добрив, а до геометричних – їх розмір. Будемо розглядати частинки добрив діаметром не менше $10 \text{ мкм} = 10^{-5} \text{ м}$.

Після зриву з поверхні диску починається процес розсіювання частинок з подальшим їх осіданням на землю/ґрунт. При цьому на частинку (рис.1) діють сили тяжіння та опору середовища.

Частинку добрив приймаємо за матеріальну точку маси m . Рух складний, тому розглядаємо рух точки окремо у вертикальному і горизонтальному напрямках. Вісь O_x спрямована горизонтально, а вісь O_y - вертикально вниз.

Диференціальне рівняння руху у проекції на вісь O_y :

$$m \cdot \frac{dv}{dt} = P - \tilde{R}, \quad (5)$$

де $P = G = mg$, тобто це вага матеріальної точки з густиною ρ ;

\tilde{R} - вертикальна складова сили опору повітря.

Далі будемо вважати, що сила опору \tilde{R} прямо пропорційна квадрату швидкості руху частинки V і площі проекції частинки на площину, перпендикулярну до напрямку її руху, ∂ :

$$\tilde{R} = K \cdot \partial \cdot V^2, \quad (6)$$

де K - коефіцієнт пропорційності, який залежить від форми частинки, що вважається кулькою із заданим діаметром. Для кульки, як свідчать експерименти Ейфеля, $K = 0,24 \frac{\text{кг}^2}{\text{м}^3}$, при цьому сила опору \tilde{R} має розмірність H , площа $\partial - \text{м}^2$, швидкість $V = \frac{\text{м}}{\text{с}}$, тобто $[\tilde{R}] = H$, $[\partial] = \text{м}^2$, $[V] = \frac{\text{м}}{\text{с}}$, $[K] = \frac{\text{кг}^2}{\text{м}^3}$.

Таким чином, диференціальне рівняння матиме наступний вигляд:

$$m \frac{dV}{dt} = P - K \cdot \partial \cdot V^2, \quad (7)$$

де t - час. Позначимо $\frac{P}{K\partial} = c^2$, тоді (7) прийме вид:

$$m \cdot \frac{dV}{dt} = P - \frac{PV^2}{c^2}, \text{ або } \frac{dV}{dt} = \frac{g}{c^2} (c^2 - V^2), \quad (8)$$

де g - прискорення вільного падіння $\left(g = 9,8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}\right)$.

Розділивши змінні та проінтегрувавши рівняння (8), отримаємо:

$$\frac{gt}{c^2} = \frac{1}{2c} \cdot \ln \left| \frac{c+V}{c-V} \right| + A. \quad (9)$$

Тут A - довільна стала інтегрування, яку знайдемо із початкової умови: $t=0, V=\omega R$, звідси:

$$A = \frac{1}{2c} \cdot \ln \left| \frac{C-\omega R}{C+\omega R} \right|. \quad (10)$$

Тепер (9) можна переписати так:

$$\frac{gt}{c^2} = \frac{1}{2c} \cdot \ln \left| \frac{(C+V)(C-\omega R)}{(C-V)(C+\omega R)} \right|. \quad (11)$$

Подамо (11) у вигляді:

$$\frac{gt}{c^2} = \frac{1}{2c} \cdot \ln \left| \frac{\left(1 + \frac{V}{c}\right) \cdot \left(1 - \frac{\omega R}{c}\right)}{\left(1 - \frac{V}{c}\right) \cdot \left(1 + \frac{\omega R}{c}\right)} \right|. \quad (12)$$

Тоді:

$$\frac{V}{C} = \left\{ e^{\frac{2gt}{c}} \cdot \frac{\left|1 + \frac{\omega R}{c}\right|}{\left|1 - \frac{\omega R}{c}\right|} - 1 \right\} \cdot \left\{ e^{\frac{2gt}{c}} \cdot \frac{\left|1 + \frac{\omega R}{c}\right|}{\left|1 - \frac{\omega R}{c}\right|} + 1 \right\}^{-1}. \quad (13)$$

Оскільки $V = \frac{dy}{dt}$, тоді з (13) маємо:

$$y = -c \cdot t + \frac{c^2}{q} \cdot \left(\ln \left| 1 + e^{\frac{2gt}{c}} \cdot \left[\frac{1 + \frac{\omega R}{c}}{1 - \frac{\omega R}{c}} \right] \right| \right) + B. \quad (14)$$

Тут B - довільна стала інтегрування, яку знайдемо із початкової умови: $t = 0, y = 0$, звідси:

$$B = -\frac{c^2}{q} \cdot \ln \left\{ 1 + \frac{\left(1 + \frac{\omega R}{c} \right)}{\left(1 - \frac{\omega R}{c} \right)} \right\} \quad (15)$$

Тоді для $y(t)$ знаходимо закон наступного виду:

$$y = -c \cdot t + \frac{c^2}{q} \cdot \ln \left\{ \frac{1 + e^{\frac{2gt}{c}} \cdot \frac{\left(1 + \frac{\omega R}{c} \right)}{\left| 1 - \frac{\omega R}{c} \right|}}{1 + \frac{\left(1 + \frac{\omega R}{c} \right)}{\left| 1 - \frac{\omega R}{c} \right|}} \right\}. \quad (16)$$

Закон руху точки у загальному вигляді записується таким чином:

$$\left\{ \begin{array}{l} x = \omega R \cdot t \\ y = c \cdot t + \frac{c^2}{q} \cdot \ln \left\{ \frac{1 + e^{\frac{2gt}{c}} \cdot \frac{\left(1 + \frac{\omega R}{c} \right)}{\left| 1 - \frac{\omega R}{c} \right|}}{1 + \frac{\left(1 + \frac{\omega R}{c} \right)}{\left| 1 - \frac{\omega R}{c} \right|}} \right\} \end{array} \right\} \quad (17)$$

Час польоту часточки добрив t_{Π} знайдемо з (17) при $y = H$:

$$H = -c \cdot t_{\Pi} + \frac{c^2}{q} \cdot \ln \left\{ \frac{1 + e^{\frac{2gt}{c}} \cdot \left(1 + \frac{\omega R}{c}\right)}{\left|1 - \frac{\omega R}{c}\right|} \right\} \cdot \left\{ \frac{\left(1 + \frac{\omega R}{c}\right)}{\left|1 - \frac{\omega R}{c}\right|} \right\}. \quad (18)$$

Рівняння є трансцендентним і його слід вирішувати чисельно. Знаючи t_{Π} дальність польоту часточок добрив

$$\ell_x = \omega R \cdot t_{\Pi}. \quad (19)$$

Розглянемо ситуацію, за якої $\frac{\omega R}{c} \gg 1$. Вона відповідає реальним умовам розсіювання мінеральних добрив дисковим апаратом.

Тоді $A = 0$, а співвідношення (11) набуває вигляду

$$\frac{gt}{c^2} = \frac{1}{2c} \cdot \ln \left| \frac{c+V}{c-V} \right| \quad (20)$$

Звідси для V дістанемо:

$$V = c \cdot \operatorname{th} \left(\frac{gt}{c} \right), \quad (21)$$

з другого боку $V = \frac{dy}{dt}$, отже:

$$\frac{dy}{dt} = c \cdot \operatorname{th} \left(\frac{gt}{c} \right). \quad (22)$$

Після інтегрування матимемо:

$$y = \frac{c^2}{g} \ln \left\{ \left(ch \frac{gt}{c} \right) \right\} + B. \quad (23)$$

Тут B - довільна стала інтегрування, яку знайдемо із початкової умови: $t = 0, y = 0$, звідси $B = 0$ і:

$$y = \frac{c^2}{g} \ln \left\{ \left(ch \frac{gt}{c} \right) \right\} \quad (24)$$

Тоді закон руху точки запишеться у вигляді:

$$\begin{cases} x = \omega R \cdot t \\ y = \frac{c^2}{g} \left\{ \ln \left(ch \frac{gt}{c} \right) \right\}. \end{cases} \quad (25)$$

Час падіння t_{Π} з висоти H можна знайти з трансцендентного рівняння:

$$H = \frac{c^2}{g} \ln \left\{ ch \left(\frac{gt_{\Pi}}{c} \right) \right\}. \quad (26)$$

Але час падіння t_{Π} можна знайти легше використовуючи асимптоту для кривої (24), яка має вигляд:

$$y = ct - \frac{c^2}{g} \cdot \ln 2. \quad (27)$$

Тоді, поклавши $y = H$, знайдемо час t_{Π} :

$$t_{\Pi} = \frac{H}{c} + \frac{c}{g} \cdot \ln 2. \quad (28)$$

Тепер визначимо дальність польоту: $\ell_x = \omega R t_{\Pi}$.

Або:

$$\ell_x = \omega R \left(\frac{H}{c} + \frac{g}{c} \cdot \ln 2 \right). \quad (29)$$

У (29) $c = \sqrt{\frac{P}{K\partial}} = \sqrt{\frac{2\rho g d}{3K}}$, де d - діаметр гранули добрив.

Розрахунки за формулою (29) проводилися за допомогою пакета програм MathCad за наступних даних:

$$H = 1\text{ м}; \omega = (50; 100; 150) \text{ рад/с}; R = (0.15; 0.3; 0.5) \text{ м}; \rho = (0.6; 1.0; 2.0) \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3; \\ d = (0.25; 2.7) \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

У Таблиці 1 наведені результати розрахунків ℓ_x для різних значень вказаних вище параметрів.

З метою спрощення розрахунків та конструювання Таблиці 1 формулу (29) подамо у вигляді:

$$\ell_x \approx \omega R \left[\frac{0.192}{\sqrt{\rho d}} + 0.532 \cdot \ln 2 \sqrt{\rho d} \right] \approx \omega R \left[\frac{0.192}{\sqrt{\rho d}} + 0.369 \sqrt{\rho d} \right]. \quad (30)$$

Тоді значення ρd , кг/м^2 (для обраних варіантів ρ , кг/м^3 і d , м) набувають таких:

$$\rho d, \frac{\kappa^2}{m^2} = (0,15; 0,25; 0,5; 1,2; 2; 4; 4,2; 7; 14).$$

$$\sqrt{\rho d}, \frac{\sqrt{\kappa^2}}{m} = (0,387; 0,5; 0,707; 1,095; 1,414; 2; 2,049; 2,646; 3,742).$$

Таблиця - Значення ℓ_x, m для різних значень $\omega, \frac{rad}{c}; \rho, \frac{\kappa^2}{m^3}; d, m; R, m$

$\rho d, \frac{\kappa^2}{m^2}$	$\omega, \frac{rad}{c}$								
	50			100			150		
0,15	R,m:0,15	0,3	0,5	R,m:0,15	0,3	0,5	R,m:0,15	0,3	0,5
	4,79	9,59	15,98	9,58	19,18	31,96	14,37	28,77	47,94
0,25	4,27	8,54	14,23	8,54	17,08	28,46	12,81	25,62	42,69
0,5	4,00	8,00	13,33	8,00	16,00	26,66	12,00	24,00	39,99
1,2	4,34	8,68	14,48	8,68	17,36	28,96	13,02	26,04	43,44
2	4,94	9,87	16,45	9,88	19,74	32,90	14,82	29,61	49,35
4	6,26	12,51	20,85	12,52	25,02	41,70	18,78	37,53	62,55
4,2	6,38	12,75	21,25	12,76	25,50	42,50	19,14	38,25	63,75
7	7,87	15,74	26,23	15,74	31,48	52,46	23,61	47,22	78,69
14	10,74	21,48	35,80	21,48	42,96	71,60	32,22	64,44	107,40

Розрахунки показали, яким чином дальність польоту частинок залежить від висоти H , швидкості $v_a = \omega R$, а також від густини (ρ) і розміру частинок (d), а саме: чим більша густина і розмір частинки, тим менша буде дальність її польоту. Остання думка справедлива тоді, коли виконується нерівність:

$$\frac{H}{c} \gg \frac{c}{g} \ln 2. \quad (30)$$

Проте, для $\frac{H}{c} \approx \frac{c}{g} \ln 2$ Дальність польоту починає зростати при зростанні c (а значить ρ і d), саме з того моменту, коли:

$$\frac{c}{g} \ln 2 > \frac{H}{c}. \quad (31)$$

Мінімального значення ℓ_x приймає при значеннях c :

$$c = \sqrt{\frac{gH}{\ln 2}}. \quad (32)$$

Розрахунки, наведені в Таблиці визначені із співвідношень (20), (30) характеризують наявність у розглянутій системі, та званого, розмірного ефекту.

Висновки.

1. Запропонована адекватна математична модель та проведений всебічний аналіз руху частинок твердих мінеральних добрив після їх злету з лопатки відцентрового розкидального диску в середовищі з опором (повітрі).

2. Встановлений розмірний ефект, який визначає дальність польоту частинок твердих мінеральних добрив, що характеризується параметром $\sqrt{\rho d}$, де ρ - об'ємна маса, d - діаметр часток добрив, H - висота установки розкидального диску над поверхнею ґрунту.

3. Отримані залежності й численні результати у подальшому слугуватимуть для уточнення та вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку режимів роботи відцентрових розкидальних дисків при розсіванні твердих мінеральних добрив по поверхні ґрунту.

Список літератури

1. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Том 1. Частина 3. Машини для приготування і внесення добрив. – Х.: Око, 2002. – 342 с.
2. Жуковский Н.Е. Теоретическая механика. – М.-Л. Государственное издательство технической литературы, 1950. – 811с.
3. Василенко П.М. Об уравнениях транспортировки частиц в сопровождающих средах // Доклады ВАСХНИЛ. – 1970. - №4. – С.44-46.
4. Козловский Е.В. Некоторые вопросы работы центробежного диска. // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1962. - №1. –С.41-42.
5. Штуков В.А., Тіліс Р.М., Ярошенко В.Ф. Динамічний аналіз руху частинки вздовж прямолінійної напрямної диска, що обертається. Республіканський міжвідомчий тематичний науково-технічний збірник. Механізація та електрифікація сільського господарства. УНДІМЕСТ. – К.: Урожай, 1991-Випуск 73. – С.66-71.
6. Камаєва І.О., Сенчук Я.М. та ін. Математична модель розсіювання викидів промислових підприємств. Вісник ХНТУ, 2005.- №2 (22). – С.143-147.
7. Камаєва І.О., Сенчук Я.М. та ін. Модель розповсюдження шкідливих речовин внаслідок вітрової ерозії. Вісник Херсонського національного технічного університету. – Херсон: ХНТУ, 2007. – Вип.2 (28). – С. 131-136.

В. Ловейкин, Ю. Човнюк, А. Дитюк

Исследование дальности полета частиц твердых минеральных удобрений путем моделирования

Благодаря проведенным исследованиям скорости движения частиц твердых минеральных удобрений в среде с сопротивлением (воздушной среде) установлен размерный эффект который определяет дальность полета частиц в зависимости от их физико-механических свойств, параметров их потока в момент слета с разбрасывающего диска, высоты установки диска над поверхностью поля и др.

V. Loveykin, U. Chovnyuk, A. Dityuk

Study of the flying range of the particles of solid mineral fertilizers by simulation

Because of the conducted investigations of the speed of the particle motion of the solid mineral fertilizers on Wednesday with the resistance (to air medium) is established size effect which it determines the flying range of particles depending on their physicomachanical properties, parameters of their flow at the moment of flight from the throwing about disk, height of the installation of the disk above the surface of field and others.

Одержано 12.09.09

**В.С. Ловейкін, проф., д-р техн. наук, Ю.В. Човнюк, доц., канд. техн. наук,
Ю.О. Ромасевич асп.**

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Оптимізація параметрів релейної мехатронної системи автоматичного регулювання технологічних процесів сільськогосподарського виробництва

Здійснена оптимізація параметрів релейної мехатронної системи автоматичного регулювання технологічних процесів сільськогосподарського виробництва.
оптимізація, мехатронна система, релейні пристрої

Постановка проблеми.

Релейні пристрої автоматичного регулювання, до складу котрих зараз входять пристрої, блоки мехатронного типу, відрізняючись простотою і непоганими якісними показниками, широко використовуються при управлінні технологічними процесами сільськогосподарського виробництва, зокрема переміщення кранового візка, або роздавача кормів на свинофермі тощо. Подібна система включає давач, який перетворює технологічний параметр у напругу, підсилювач, який підсилює сигнал давача до величини, достатньої для запуску через релейний елемент виконавчого елемента, котрий управляє параметром, замикаючи зворотній зв'язок.

При проектуванні системи регулювання виникає задача забезпечення оптимальних значень показників якості системи, у тому числі точності і швидкодії, котрі суттєво обмежені зоною нечутливості реле та коливними властивостями процесу. Дослідження зв'язку між цими показниками і конструктивними параметрами елементів системи – інерційністю, номінальною швидкістю і початковими значеннями керуючого параметру – дозволять знайти умови, які накладаються на параметри, котрі забезпечать задані значення точності та оптимальної швидкодії системи.

Аналіз публікацій по темі дослідження.

Теорія систем автоматичного регулювання (САР) ґрунтовно викладена у [2], а розрахунку і проектуванню автоматичних систем з нелінійними динамічними ланцюгами присвячена робота [1]. Проте авторам даної роботи не вдалося відшукати подібної публікації, яка була б присвячена оптимізації параметрів релейної мехатронної системи автоматичного регулювання (САР) технологічних процесів сільськогосподарського виробництва.

Мета даної роботи полягає у встановленні й оптимізації параметрів релейної мехатронної системи автоматичного регулювання (САР) технологічних процесів сільськогосподарського виробництва.

Виклад основного матеріалу.

Аналіз точності і швидкодії управління САР сільськогосподарського виробництва в цілому, САР його основних технологічних процесів при використанні мехатронних пристроїв може бути виконаний шляхом побудови фазової траєкторії руху робочої точки, що визначається координатами x та y , де x – керована величина, яка

визначає значення параметру технологічного процесу сільськогосподарського виробництва; y – швидкість зміни параметру (тобто $y \equiv \dot{x} = \frac{dx}{dt}$, де t – час).

При використанні у мехатронному блоці САР швидкодіючого давача, електронного підсилювача та релейного елементу, який складається з електронного порогового пристрою і швидкодіючого електромагнітного реле, можна врахувати тільки інерційність виконавчого елементу, включаючи, наприклад, електродвигун, редуктор та інші механічні пристрої, які забезпечують закріплення робочого органу та передачу йому руху від вала двигуна. Тоді залежність керованої величини x від часу може бути знайдена з наступної системи диференціальних рівнянь:

$$T \frac{d^2x}{dt^2} + \frac{dx}{dt} = -k, \quad \text{при } x \geq \Delta x; \quad (1)$$

$$T \frac{d^2x}{dt^2} + \frac{dx}{dt} = 0, \quad \text{при } -\Delta x < x < \Delta x; \quad (2)$$

$$T \frac{d^2x}{dt^2} + \frac{dx}{dt} = k, \quad \text{при } x < -\Delta x, \quad (3)$$

де Δx – зона нечутливості релейного елементу;

T – постійна часу виконавчого елементу;

k – номінальна швидкість зміни керованого параметру.

Вважаючи, що рух починається з точки x , отримаємо опис початкової ділянки фазової траєкторії виразом, отриманим на основі розв'язку рівняння (1):

$$x = x_0 - Tk \ln k + Tk \ln(k + y) - Ty, \quad (4)$$

або

$$x = x_0 + Tk \ln\left(\frac{k + y}{k}\right) - Ty, \quad (5)$$

де $x|_{t=0} = x_0$.

Поділимо всі члени (5) рівняння на Tk й введемо нові змінні (безрозмірні):

$$\frac{x}{Tk} = \frac{x_0}{Tk} + \ln\left(1 + \frac{y}{k}\right) - \frac{y}{k}; \quad \frac{x}{Tk} = \bar{x}; \quad \frac{x_0}{Tk} = \bar{x}_0; \quad \frac{y}{k} = \bar{y}. \quad (6)$$

Тоді рівняння у (6) можна подати так:

$$\bar{x} = \bar{x}_0 + \ln(1 + \bar{y}) - \bar{y}. \quad (7)$$

Можна у подальшому вважати, що у момент підходу робочої точки до зони нечутливості релейного елементу, тобто при $\bar{x} = \Delta \bar{x} = \frac{\Delta k}{T}$, робочий орган рухається з номінальною швидкістю, наприклад, двигун здійснює розгін майже до номінальної швидкості, тоді, враховуючи, що $\bar{x}_0 \gg \Delta \bar{x}$, швидкість $\bar{y} \approx 1$ і більш точно може бути знайдена з виразу:

$$\bar{y} = e^{-\bar{x}_0} - 1. \quad (8)$$

Продовженням фазової траєкторії буде пряма, що описується знайденим з рівняння (2) при постійній інтегрування $C = \Delta \bar{x} + e^{-\bar{x}_0} - 1$ виразом:

$$\bar{x} = \Delta \bar{x} + (e^{-\bar{x}_0} - 1) - \bar{y}. \quad (9)$$

Оптимальні параметри елементів САР повинні забезпечувати рух робочої точки на такій фазовій траєкторії, коли відсутній „зайвий” рух, викликаний додатковими коливаннями навколо області рівноваги, що визначається зоною чутливості. Такі

коливання будуть відсутні, якщо фазова траєкторія буде закінчуватись при виконанні умови:

$$\bar{y} \text{ на інтервалі } -\Delta\bar{x} < \bar{x} < \Delta\bar{x}, \quad (10)$$

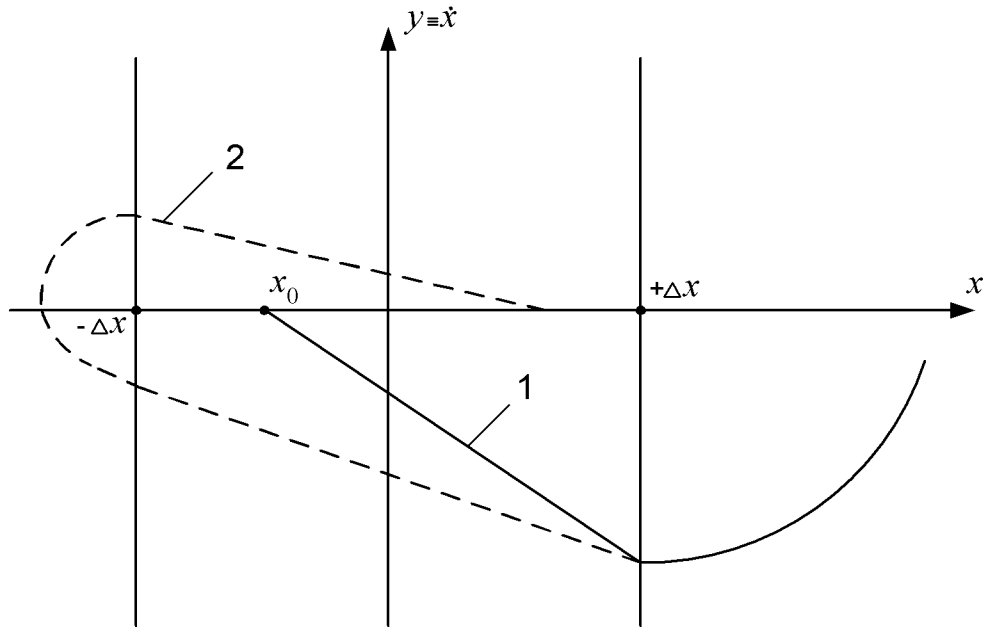
або як випливає з виразу (9), якщо:

$$(e^{-\bar{x}_0} - 1) < 2\Delta\bar{x}. \quad (11)$$

У розмірних змінних задачі вираз (11) набуває вигляду:

$$kT(e^{-\frac{x_0}{kT}} - 1) < 2\Delta x. \quad (12)$$

На рис. 1 зображена фазова траєкторія робочої точки (крива 1) при виконанні умови (12) й одна з можливих траєкторій, яка відрізняється найменшою кількістю додаткових коливань (крива 2), для котрих умова (12) не виконується.



1 – траєкторія на якій виконується (12);

2 – траєкторія, якій притаманні коливання навколо положення рівноваги

Рисунок 1 - Фазові траєкторії робочої точки

Висновки

1. Умова (12) при такому масштабі відліку часу чи мірі оцінки керованого параметру технологічного процесу сільськогосподарського виробництва, коли номінальна швидкість зміни керованого параметру дорівнює k , визначає основні вимоги до САР, у тому числі інерційність, номінальну швидкість і номінальне значення керованого параметру. При цьому будуть забезпечені оптимальні швидкодія і точність установки параметра.

2. Отримані у роботі результати можуть бути у подальшому використані для уточнення й вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку САР з мехатронними пристроями, які використовуються для управління та контролю технологічних процесів сільськогосподарського виробництва.

Список літератури

1. Зельченко В.Я., Шаров С.Н. Расчет и проектирование автоматических систем с нелинейными динамическими звеньями. – Л.: 1986. – 174 с.
2. Бесекерский В.А., Попов Е.П. Теория систем автоматического регулирования. – М.: 1975. – 767 с.

В. Ловейкин, Ю. Човнюк, Ю. Ромасевич

Оптимизация параметров релейной мехатронной системы автоматической регуляции технологических процессов сельскохозяйственного производства

Осуществлена оптимизация параметров релейной мехатронной системы автоматического регулирования технологических процессов сельскохозяйственного производства.

V. Loveykin, Y. Chovnyuk, Y. Romasevich

Optimization of parameters of the relay mechatronical system of automatic control of technological processes of agricultural production

Realized optimization parameter relay-type mechatronic systems of the automatic regulation of the technological processes agricultural production.

Одержано 03.09.09

Оптимізація перехідних режимів руху кранового візка зі змінною довжиною підвісу вантажу

В статті приведено спосіб вирішення проблеми усунення коливань вантажу під час пуску візка крана зі змінною довжиною гнучкого підвісу вантажу. В якості критеріїв оптимізації перехідного режиму виступає квадратична різниця прискорень та ривків візка і вантажу. Дається аналіз отриманих результатів та визначаються перспективи подальших досліджень.

оптимізація, крановий візок, перехідні режими руху

Обґрунтування проблеми. Відомо [1], що при роботі кранів спостерігаються маятникові коливання вантажу, котрі викликають нерівномірний рух вантажопідйомних механізмів, вантажних візків, додаткові навантаження на силові елементи, створюють незручності при їх експлуатації, а також збільшують ризик виникнення аварійних ситуацій. Тому актуальною є задача усунення коливань вантажу з одночасним підйомом, або опусканням вантажу (так на практиці виконують перевантажувальні роботи досвідчені кранівники). Це дасть змогу скоротити тривалість перевантажувального циклу та в кінцевому випадку призведе до підвищення ефективності експлуатації наявного кранового обладнання.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Вирішення проблеми усунення коливань вантажу закріпленого на гнучкому підвісі, довжина якого змінюється протягом часу, налічує вже декілька десятиліть.

В роботі [2] для усунення коливань вантажу використовується (задається) закон зміни кута відхилення вантажу від вертикалі у часі. Такий закон задовольняє прийнятні крайові умови за якими кут та його перша похідна за часом на початку та в кінці

розгону рівні нулю. На основі такого закону для кута знаходиться керування (силова дія на візок), яка усуває коливання вантажу, причому задано, що довжина підвісу вантажу рівномірно (за лінійним законом) змінюється у часі. Синтез керування за такою методикою не забезпечує оптимізації роботи кранового візка.

Вирішення оптимізаційних задач, які дозволяють усувати коливання вантажу зі змінною довжиною підвісу наведене у [3]. Синтез керування маятником змінної довжини проводиться шляхом оптимального сполучення найпростіших типів руху: опускання вантажу з максимальною швидкістю, оптимальний за швидкодією розгін/гальмування точки підвісу при постійній довжині підвісу, горизонтальне переміщення системи без коливань з опусканням вантажу тощо. На основі вихідних режимів будуються оптимальні закони руху точки підвісу. Недоліками окремих знайдених оптимальних режимів руху візка з вантажем є складність реалізації їх на практиці, наявність коливань протягом усталеного руху.

Використання принципу максимуму Понтрягіна [4] дозволяє синтезувати закони руху візка крана з усуненням коливань вантажу та зі змінною довжиною підвісу. В цій же роботі приведені приклади розрахунків для окремих кранових механізмів. Недоліком такого керування є його розривний характер, що підвищує динамічну навантаженість елементів крана.

Плавну зміну кінематичних та динамічних характеристик кранового візка з вантажем на гнучкому підвісі з одночасним демпфіруванням коливань вантажу можна отримати за допомогою використання теорії варіаційного числення, як це зроблено в роботі [5]. Прийнемо саме такий підхід до даної проблеми.

Мета та задачі дослідження. Метою даного дослідження є синтез керуючої дії на візок, при якій би коливання вантажу усувалися протягом перехідних режимів з одночасним підніманням (опусканням) вантажу. У відповідності до мети ставляться такі задачі досліджень:

- синтезувати закони руху кранового візка за критеріями, які не враховують змінну довжину підвісу вантажу;
- синтезувати закони руху візка за критеріями в які входить змінна довжина канату ($l=l_0+v_l t$);
- проаналізувати отримані результати та запропонувати подальші дослідження в цьому напрямку.

Виклад основного матеріалу. Для проведення досліджень використаємо двомасову динамічну модель (рис. 1.), побудова якої передбачає наступні припущення [4]:

- а) підвішений вантаж подібний до вільно висячого маятника; 2) вагою тягового елемента нехтуємо; 3) припускаємо поперечні коливання вантажу в порівнянні з повздовжніми коливаннями незначними і їх дію не враховуємо.

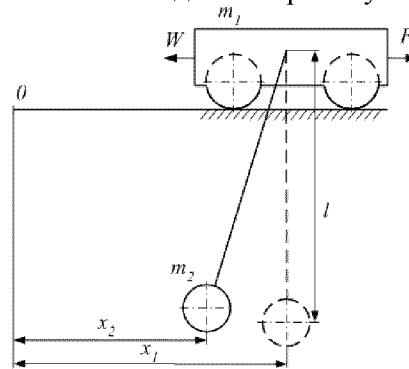


Рисунок 1 - Розрахункова модель системи „візок-вантаж”

Рух приведеної розрахункової системи (рис. 1.) описується системою диференціальних рівнянь (крапка над символом означає диференціювання за часом):

$$\begin{cases} m_2 \ddot{x}_2 + \frac{m_2 g}{l} (x_2 - x_1) = 0; \\ m_1 \ddot{x}_1 + m_2 \ddot{x}_2 = F_p - W \operatorname{sign} \dot{x}_1, \end{cases} \quad (1)$$

де m_1 – маса вантажного візка;

m_2 – маса вантажу;

x_1, x_2 – координати центрів мас відповідно візка і вантажу під час руху;

g – прискорення вільного падіння;

l – довжина гнучкого підвісу вантажу;

F_p – привідне (тягове або гальмівне) зусилля, що діє на візок;

W – сила опору переміщенню, що діє на візок.

Найпростіший спосіб врахувати змінну довжину канату при перехідних режимах руху візка з вантажем – це оптимізувати рух візка за критеріями, які не враховують змінну величину l . В роботах [6-8] проводиться синтез таких законів (приймається $l=\text{const}$). В якості критеріїв виступають інтегральні функціонали виду:

$$\int_0^{t_1} (x_2)^n dt \rightarrow \min, \quad (2)$$

де n – порядок похідної кінематичної характеристики руху вантажу (перший порядок – швидкість, другий – прискорення тощо);

t_1 – час перехідного руху візка з вантажем.

Умовою мінімуму інтегрального функціоналу за виразом (2) є рівняння Ейлера-Пуассона [9]:

$$(-1)^n \frac{d^n}{dt^n} \frac{\partial (x_2)^n}{\partial x_2} = 0. \quad (3)$$

Це рівняння можна розв'язувати при різних крайових умовах, причому для різних порядків рівняння необхідно використовувати різну кількість крайових умов, отримуючи закони зміни кінематичних функцій візка з кращою або гіршою динамікою. Маючи закон зміни переміщення вантажу з системи рівнянь (1), можемо знайти функції руху візка:

$$x_1 = x_2 + \frac{l(t)}{g} \ddot{x}_2 \quad (4)$$

та функцію зміни динамічного зусилля:

$$F_{\text{дин}} = \ddot{x}_2 (m_1 + m_2) + m_1 \left(\frac{\dot{l}(t)}{g} \ddot{x}_2 + 2 \frac{\dot{l}(t)}{g} \ddot{x}_2 + \frac{l(t)}{g} x_2^{IV} \right). \quad (5)$$

Перевагою такого методу оптимізації є те, що функцію $l(t)$ можна обрати якою завгодно. Прийнемо лінійний закон зміни довжини гнучкого підвісу $l = l_0 + v_l t$. Такий закон зміни можливий у випадку підйому вантажу без керування електроприводу механізму підйому. Це є перевагою даного закону руху, оскільки використання пристроїв для керування підйомом/опусканням вантажу вимагає значних капітальних витрат (частотного перетворювача, системи керування ним тощо).

Можемо записати функцію переміщення візка:

$$x_1 = x_2 + \frac{l_0 + v_l t}{g} \ddot{x}_2, \quad (6)$$

де v_l – швидкість підйому, або опускання вантажу (при опусканні v_l має додатне значення, при підніманні – від'ємне).

Закони зміни швидкості та прискорення візка приймуть такий вид:

$$\dot{x}_1 = \dot{x}_2 + \frac{v_l}{g} \ddot{x}_2 + \frac{l_0 + v_l t}{g} \ddot{x}_2, \quad (7)$$

$$\ddot{x}_1 = \ddot{x}_2 + 2 \frac{v_l}{g} \ddot{x}_2 + \frac{l_0 + v_l t}{g} x_2^{IV}, \quad (8)$$

закон зміни динамічного зусилля при лінійному законі зміни довжини підвісу:

$$F_{\text{дин}} = \ddot{x}_2 (m_1 + m_2) + m_1 \left(\frac{v_l}{g} \ddot{x}_2 + \frac{l_0 + v_l t}{g} x_2^{IV} \right). \quad (9)$$

Наведемо конкретні приклади. Для цього побудуємо графіки функцій кінематичних характеристик візка з вантажем (рис. 2 а-в) та графік функції динамічного зусилля, що діє на візок (рис. 2 д), отриманих у роботі [7] (закон руху візка

для симетричних крайових умов), причому довжина підвісу змінюється за законом $l=l_0+v_l t$. Прийемо $l_0=8\text{м}$, $m_1=1000\text{кг}$, $m_2=2000\text{кг}$, а для v_l розглянемо два випадки:

- а) підйом вантажу $v_l=-0,5\text{ м/с}$;
- б) опускання вантажу $v_l=0,5\text{ м/с}$.

Штриховою лінією показані кінематичні характеристики руху вантажу.

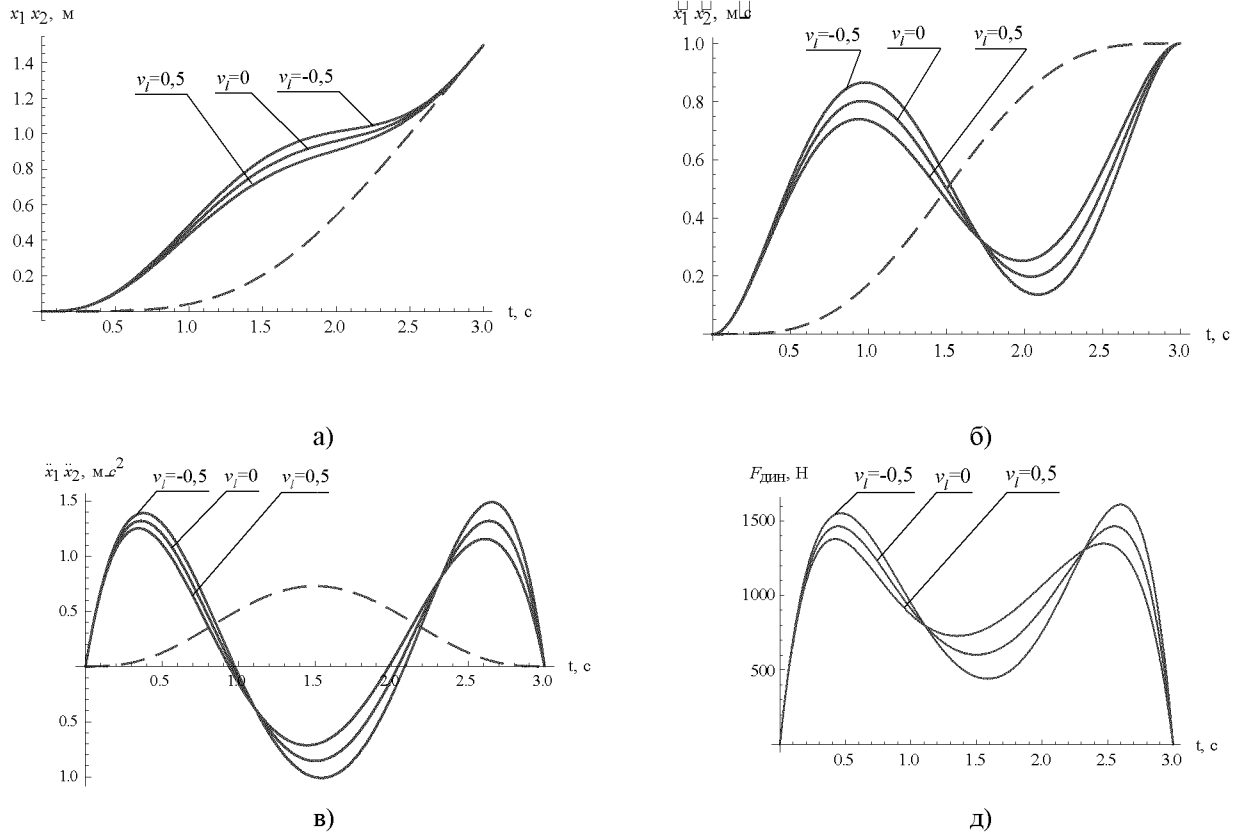


Рисунок 2 - Графіки переміщення (а), швидкості (б), прискорення (в) візка і вантажу та діючого на візок динамічного зусилля (д)

Ще один спосіб врахувати змінну довжину гнучкого підвісу під час розгону або гальмування візка – апіорі задати закон зміни довжини канату і врахувати цей закон при синтезі оптимальних законів руху для візка. Приведемо приклад.

Прийемо, як і в попередньому випадку, лінійний закон зміни довжини підвісу $l=l_0+v_l t$ (ми зробили це для того, щоб в подальшому полегшити розв'язування рівняння Ейлера-Пуассона, хоча закон зміни довжини підвісу вантажу може бути яким завгодно). Запишемо функцію зміни ривка візка (швидкість зміни прискорення), для чого продиференціюємо вираз (8) за часом з врахуванням того, що $l=l_0+v_l t$:

$$\ddot{x}_1 = \ddot{x}_2 + 3 \frac{v_l}{g} \ddot{x}_2 + \frac{l_0 + v_l t}{g} \ddot{x}_2. \quad (9)$$

З виразів (8) та (9) можемо знайти різниці кінематичних характеристик візка і вантажу: $\Delta x = f(x_2, t)$. Проведемо оптимізацію руху візка за критеріями квадрату різниці Δx , для чого складемо відповідні функціонали:

$$I_1 = \int_0^{t_1} (\Delta \ddot{x})^2 dt = \int_0^{t_1} \left(2 \frac{v_l}{g} \ddot{x}_2 + \frac{l_0 + v_l t}{g} \ddot{x}_2 \right)^2 dt \rightarrow \min, \quad (10)$$

$$I_2 = \int_0^{t_1} (\Delta \ddot{x})^2 dt = \int_0^{t_1} \left(3 \frac{v_l^{IV}}{g} x_2 + \frac{l_0 + v_l t^V}{g} x_2 \right)^2 dt \rightarrow \min. \quad (11)$$

Умовою мінімуму функціоналу I_1 є рівняння Ейлера-Пуассона (3), яке можна записати наступним чином:

$$10v_l^2 x_2 + (l_0 + v_l t) [8v_l x_2 + (l_0 + v_l t) x_2] = 0. \quad (12)$$

Це рівняння будемо розв'язувати при таких крайових умовах:

$$\begin{cases} x_2(0) = \dot{x}_2(0) = \ddot{x}_2(0) = \ddot{\ddot{x}}_2(0) = 0, \\ \dot{x}_2(t_1) = v, \quad \ddot{x}_2(t_1) = \ddot{\ddot{x}}_2(t_1) = x_2(t_1) = 0. \end{cases} \quad (13)$$

Для зменшення запису отриманих функцій введемо наступні позначення:

$$\begin{cases} l = l_0 + v_l t; \\ l_{t_1} = l_0 + v_l t_1; \\ a = \log(l_0 + v_l t); \\ b = \log(l_0 + v_l t_1); \\ c = \log(l_0). \end{cases} \quad (14)$$

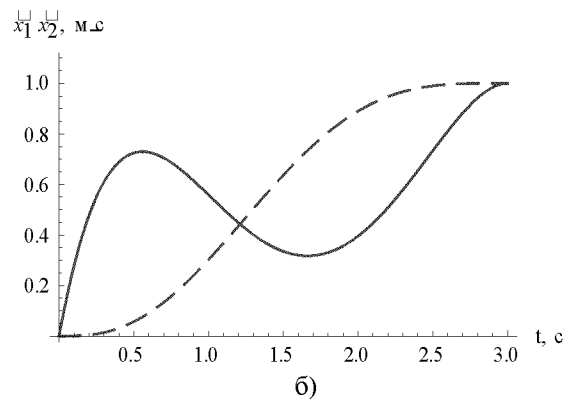
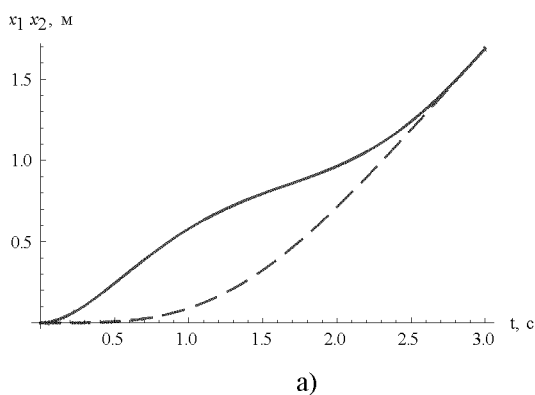
Екстремаль функціонала I_1 при заданих крайових умовах представляється у вигляді:

$$\begin{aligned} x_2 = & v[720l_0^3 l_{t_1}^3 (3l_0 + 2t_1 v_l) c^2 + 60la(-tv_l(36l_0^6 + 114l_0^5 t_1 v_l + 126l_0^4 t_1^2 l_l^2 + \\ & + 55l_0^3 t_1^3 v_l^3 + 3l_0^2 t_1^3 (t + 2t_1) v_l^4 + 3l_0 t^2 t_1^3 v_l^5 + t^3 t_1^3 v_l^6) + 12l_0^3 l_{t_1}^3 (3l_0 + 2t_1 v_l) b + \\ & + tv_l(t_1 v_l(2160l_0^6 + 360l_0^5 (3t + 19t_1) v_l + 180l_0^4 (-2t^2 + 19tt_1 + 42t_1^2) v_l^2 + \\ & + 60l_0^3 (3t^3 - 19t^2 t_1 + 63tt_1^2 + 55t_1^3) v_l^3 - 6l_0^2 (18t^4 - 95t^3 t_1 + 210t^2 t_1^2 - 305t \times \\ & \times t_1^3 - 60t_1^4) v_l^4 + 2l_0 tt_1 (-27t^3 + 135t^2 t_1 - 140tt_1^2 + 90t_1^3) v_l^5 + t^2 t_1 (18t^2 + 35 \times \\ & \times tt_1 - 60t_1^2) v_l^6) - 12l_{t_1} (180l_0^6 + 30l_0^5 (3t + 16t_1) v_l - 30l_0^4 (t^2 - 8tt_1 - 14t_1^2) v_l^2 + \\ & + 5l_0^3 (3t^3 - 16t^2 t_1 + 42tt_1^2 + 24t_1^3) v_l^3 + l_0^2 t (-9t^3 + 40t^2 t_1 - 70tt_1^2 + 60t_1^3) v_l^4 + \\ & + 5l_0 t^2 (t - 4t_1) t_1^2 v_l^5 - 5t^3 t_1^3 v_l^6 b) - 12l_0^2 c(v_l (-180l_0^5 (t + t_1) - 30l_0^4 (3t^2 + 28tt_1 + \\ & + 19t_1^2) v_l + 30l_0^3 (t + 3t_1) (t^2 - 14tt_1 - 7t_1^2) v_l^2 - 5l_0^2 (3t^4 - 22t^3 t_1 + 90t^2 t_1^2 + 234 \times \\ & \times tt_1^3 + 55t_1^4) v_l^3 + l_0 (9t^5 - 55t^4 t_1 + 150t^3 t_1^2 - 270t^2 t_1^3 - 410tt_1^4 - 30t_1^5) v_l^4 + 3 \times \\ & \times tt_1 (3t^4 - 15t^3 t_1 + 30t^2 t_1^2 - 30tt_1^3 - 10t_1^4) v_l^5) + 60l_0 l_{t_1}^3 (3l_0 + 2t_1 v_l) (a + b))] \times \\ & [10v_l (t^2 v_l^2 (2160l_0^5 + 576l_0^4 t_1 v_l + 486l_0^3 t_1^2 v_l^2 + 144l_0^2 t_1^3 v_l^3 + 15l_0 t_1^4 v_l^4 - t_1^5 v_l^5) + \\ & + 18l_0^2 l_{t_1} (4l_0 t_1^2 (3l_0 + 2t_1 v_l) c^2 + c(t_1 v_l (24l_0^3 + 52l_0^2 t_1 v_l + 32l_0 t_1^2 v_l^2 + 5t_1^3 v_l^3) - \\ & - 8l_0 t_1^2 (3l_0 + 2t_1 v_l) b) + b(-t_1 v_l (24l_0^3 + 52l_0^2 t_1 v_l + 32l_0 t_1^2 v_l^2 + 5t_1^3 v_l^3) + 4l_0 t_1^2 \times \\ & \times (3l_0 + 2t_1 v_l) b))]^1. \end{aligned} \quad (15)$$

З урахуванням виразів (6) та (15) можемо знайти кінематичні функції для візка. Запишемо лише функцію зміни швидкості візка, оскільки вона може використовуватись для реалізації оптимального керування рухом візка на практиці:

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 = v[72gl_0^3l_1^3(3l_0 + 2t_1v_l)c^2 + 12a(-t_1v_l(18t_1^3v_l^5l^2 + g(18l_0^6 + 57l_0^5t_1v_l + \\ + 63l_0^4t_1^3v_l^2 + 29l_0^3t_1^3v_l^3 + 3l_0^2t_1^3(2t + t_1)v_l^4 + 6l_0t^2t_1^3v_l^5 + 2t^3t_1^3v_l^6)) + 6gl_0^3l_1^3 \times \\ \times (3l_0 + 2t_1v_l)b + tv_l(t_1v_l(72(t - t_1)v_l^4(12l_0^2 + (-t + t_1) + 3l_0t_1(3t_1 - 2t)v_l + \\ + 2t_1^2(2t + t_1)v_l^2) + g(216l_0^5 + 36l_0^4(19t_1 - 3t)v_l + 18l_0^3(t^2 - 2tt_1 + 42t_1^2) \times \\ \times v_l^2 - 6l_0^2(9t^3 - 38t^2t_1 + 63tt_1^2 - 58t_1^3)v_l^3 + 3l_0^3t_1(-9t^3 + 36t^2t_1 - 34tt_1^2 + 12 \times \\ \times t_1^3)v_l^4 + tt_1^2(t^2 + 8tt_1 - 18t_1^2)v_l^5)) - 6l_{t_1}(-36v_l^4(4l_0^2(t - t_1)^2 + l_0t_1^2(-t + 2t_1) \times \\ \times v_l + tt_1^3v_l^2) + g(36l_0^5 + 6l_0^4(-3t + 16t_1)v_l + 12l_0^3(t^2 - 4tt_1 + 7t_1^2)v_l^2 + l_0^2(-9 \times \\ \times t^3 + 32t^2t_1 - 42tt_1^2 + 24t_1^3)v_l^3 + 4l_0t(t - 3t_1)t^2v_l^2 - 4t^2t_1^3v_l^5))b - 6cl_0^2(v_l(36 \times \\ \times (t - t_1)^2v_l^4(4l_0t + (4t - t_1)t_1v_l^4) - g(36l_0^4(t + t_1) + 6l_0^3(-4t^2 + 22tt_1 + 19t_1^2) \times \\ \times v_l + 6l_0^2(2t^3 - 11t^2t_1 + 30tt_1^2 + 21t_1^3)v_l^2 + l_0(-4t^4 + 44t^3t_1 - 90t^2t_1^2 + 108t \times \\ \times t_1^3 + 58t_1^4)v_l^3 + 3t_1(-3t^4 + 12t^3t_1 - 18t^2t_1^2 + 12tt_1^3 + 2t_1^4)v_l^4)) + 12gl_0l_1^3(3 \times \\ \times l_0 + 2t_1v_l)a + b))][g(t^2v_l^2(216l_0^5 + 576l_0^4t_1v_l + 486l_0^3t_1^2v_l^2 + 144l_0^2t_1^3v_l^3 + \\ + 15l_0t_1^4v_l^4 - t_1^5v_l^5) + 18l_0^2l_{t_1}(4l_0l_{t_1}^2(3l_0 + 2t_1v_l)c^2 + c(t_1v_l(24l_0^3 + 52l_0^2t_1v_l + 32 \times \\ \times l_0t_1^2v_l^2 + 5t_1^3v_l^3) - 8l_0l_{t_1}^2(3l_0 + 2t_1v_l)b) + b(-t_1v_l(24l_0^3 + 52l_0^2t_1v_l + 32l_0t_1^2 \times \\ \times v_l^2 + 5t_1^3v_l^3) + 4l_0l_{t_1}^2(3l_0 + 2t_1v_l)b))]^{-1}. \end{aligned} \quad (16)$$

Для знайдених кінематичних функцій візка і вантажу, а також для функції динамічного зусилля побудуємо графічні залежності (рис. 3) при таких параметрах системи: номінальна швидкість руху візка $v=1$ м/с, тривалість розгону візка $t_1=3$ с, початкова довжина підвісу $l_0=8$ м, швидкість підйому вантажу $v_l=-0,5$ м/с (знак „-” у значенні швидкості v_l означає підйом вантажу), маса візка $m_1=1000$ кг, маса вантажу $m_2=2000$ кг.



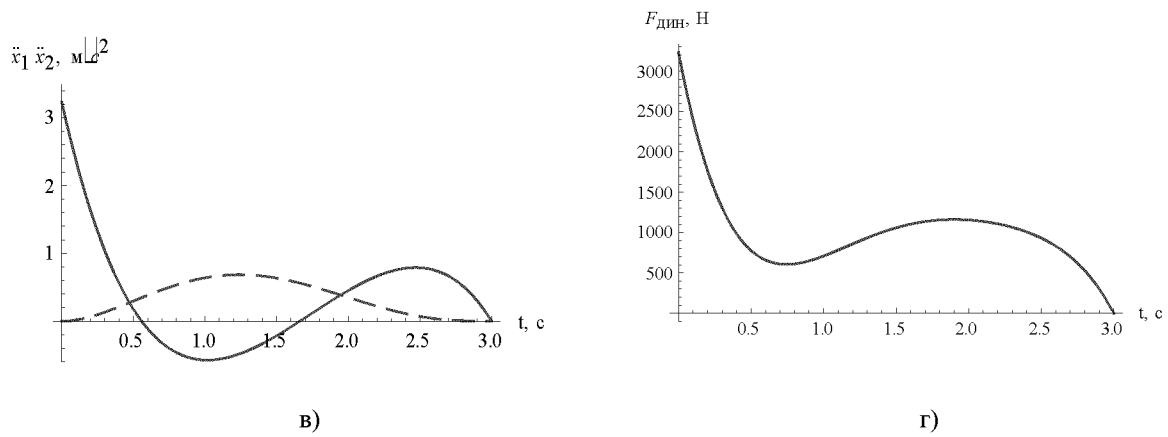


Рисунок 3 - Графіки переміщення (а), швидкості (б), прискорення (в) візка і вантажу та діючого на візок динамічного зусилля (д)

Рівняння (12) можна розв'язати також при таких крайових умовах:

$$\begin{cases} x_2(0) = \dot{x}_2(0) = \ddot{x}_2(0) = \overset{IV}{\ddot{x}_2(0)} = x_2(0) = 0, \\ \dot{x}_2(t_1) = v, \quad \ddot{x}_2(t_1) = \ddot{x}_2(t_1) = 0. \end{cases} \quad (17)$$

Отримаємо екстремаль:

$$\begin{aligned} x_2 = & v[t_1 v_l^2 (2160l_0^6 + 360l_0^5 (3t + 17t_1)v_l + 18l_0^4 (-2t^2 + 17tt_1 + 32t_1^2)v_l^2 + \\ & + 60l_0^3 (3t^3 - 17t^2t_1 + 48tt_1^2 + 29t_1^3)v_l^3 + 6l_0^2 t (-18t^3 + 85t^3t_1 - 160tt_1^2 + 115 \times \\ & \times t_1^3)v_l^4 - 2l_0 t^2 t_1 (81t^2 - 240tt_1 + 280t_1^2)v_l^5 + t^3 t_1^2 (-36t + 25t_1)v_l^6) + 12(60l_0^3 \times \\ & l_0^3 (3l_0 + t_1 v_l)c^2 - t v_l l_0^2 (180l_0^5 + 30l_0^4 (3t + 8t_1)v_l (t^2 - 4tt_1 - 2t_1^2)v_l^2 + 5l_0^2 (3t^2 - \\ & - 8tt_1 + 6t_1^2)v_l^3 + l_0 t^2 (-9t^2 + 20tt_1 - 10t_1^2)v_l^4 + 5t^3 t_1^2 v_l^5)b + 5la(t_1 v_l (-36l_0^5 - \\ & - 102l_0^5 t_1 v_l - 96l_0^4 t_1^2 v_l^2 - 29l_0^3 t_1^3 v_l^3 + 3l_0 t^2 t_1^3 v_l^5 + t^3 t_1^3 v_l^6) + 12l_0^3 l_0^3 (3l_0 + t_1 v_l)c) - \\ & - l_0 c(v_l (-180l_0^6 (t + t_1) - 30l_0^5 (3t^2 + 26tt_1 + 17t_1^2)v_l + 30l_0^3 (t^3 - 10t^2 t_1 - 41tt_1^2 - \\ & - 16t_1^3)v_l^2 - 5l_0^5 (3t^4 - 20t^3 t_1 + 72t^2 t_1^2 + 168tt_1^3 + 29t_1^4)v_l^3 + l_0^2 t (9t^4 - 50t^3 t_1 + \\ & + 120t^2 t_1^2 - 180tt_1^3 - 190t_1^4)v_l^4 + 6l_0 t^3 t_1 (3t^2 - 10tt_1 + 10t_1^2)v_l^4 + 3t^3 t_1^2 (3t^2 - 10 \times \\ & \times tt_1 + 10t_1^2)v_l^6) + 60l_0^2 l_0^3 (3l_0 + t_1 v_l)(a + b)))] [10v_l (t^2 v_l^2 (216l_0^5 + 504l_0^4 \times \\ & \times t_1 v_l + 342l_0^3 t_1^2 v_l^2 + 18l_0^2 t_1^3 v_l^3 - 39l_0 t_1^4 v_l^4 - 2t_1^5 v_l^5) + 18l_0^2 l_0^2 (t_1 v_l (24l_0^3 + 20l_0^2 \times \\ & \times t_1 v_l - t_1^3 v_l^3) + 4l_0 l_0 (3l_0 + t_1 v_l)(c - b))(c - b))]^{-1}. \end{aligned} \quad (18)$$

Функція швидкості руху візка прийме такий вигляд:

$$\begin{aligned}
\dot{x}_1 = v[& 72gl_0^3l_1^3(3l_0 + t_1v_l)c^2 + 12a(t_1v_l(18t_1^3v_l^5(l_0 + l^2) + g(-18l_0^6 - 51l_0^5t_1 \times \\
& \times v_l - 48l_0^4t_1^2v_l^2 - 13l_0^3t_1^3v_l^3 + 6l_0^2t_1^3v_l^4 + 2t_1^3t_1^3v_l^6)) + 6gl_0^3l_1^3(3l_0 + t_1v_l)b - v_l t \times \\
& \times (t_1v_l(t - t_1)v_l^4(12l_0^2t + 3l_0(6t - t_1)t_1v_l + 4tt_1^2v_l^2) + g(-216l_0^5 + 36l_0^4(3t - 17 \times \\
& \times t_1)v_l - 18l_0^3(4t^2 - 17tt_1 + 32t_1^2)v_l^2 + 6l_0^2(9t^3 - 34t^2t_1 + 48tt_1^2 - 26t_1^3)v_l^3 + 3 \times \\
& \times l_0tt_1(27t^2 - 64tt_1 + 50t_1^2)v_l^4 + 2t^2(9t - 34t_1)t_1^2v_l^5)) + 6l_1^2(36tv_l^4(-4l_0t + 4 \times \\
& \times l_0t_1 + l_0t_1^2) + g(36l_0^4 + 6l_0^3(-3t + 8t_1)v_l + 12l_0^2(t - t_1)^2v_l^2 + l_0t(-9t^2 + 16tt_1 - \\
& - 6t_1^2)v_l^3 + 4t^2t_1^2v_l^4))b) - 6l_0c(v_l(36(t - t_1)v_l^4(4l_0^2t^2 - l_0t_1(-8t^2 + tt_1 + t_1^2)v_l + \\
& + 2t(2t - t_1)t_1^2v_l^2) - g(36l_0^5(t + t_1) + 6l_0^4(-3t^2 + 20tt_1 + 17t_1^2)v_l + 12l_0^3(t^3 - 5 \times \\
& \times t^2t_1 + 12tt_1^2 + 8t_1^3)v_l^2 + l_0^2(-9t^4 + 40t^3t_1 - 72t^2t_1^2 + 72tt_1^3 + 26t_1^4)v_l^3 - 6l_0^4(-3 \times \\
& \times t^2 - 8tt_1 + 6t_1^2)v_l^4 - 3t^2t_1^2(3t^2 - 8tt_1 + 6t_1^2)v_l^5)) + 12gl_0^2l_1^3(3l_0 + t_1v_l)(a + b))] \times \\
& [g(t^2v_l^2(216l_0^5 + 504l_0^4t_1v_l + 342l_0^3t_1^2v_l^2 + 18l_0^2t_1^3v_l^3 - 39l_0t_1^4v_l^4 - 2t_1^5v_l^5) + 18l_0^2 \times \\
& \times l_1^2(t_1v_l(24l_0^3 + 20l_0^2t_1v_l - t_1^3v_l^3) + 4l_0l_1(3l_0 + t_1v_l)(c - b))(c - b))]^{-1}.
\end{aligned}
\tag{19}$$

Проілюструємо отримані кінематичні та динамічні функції візка і вантажу графіками (рис. 4).

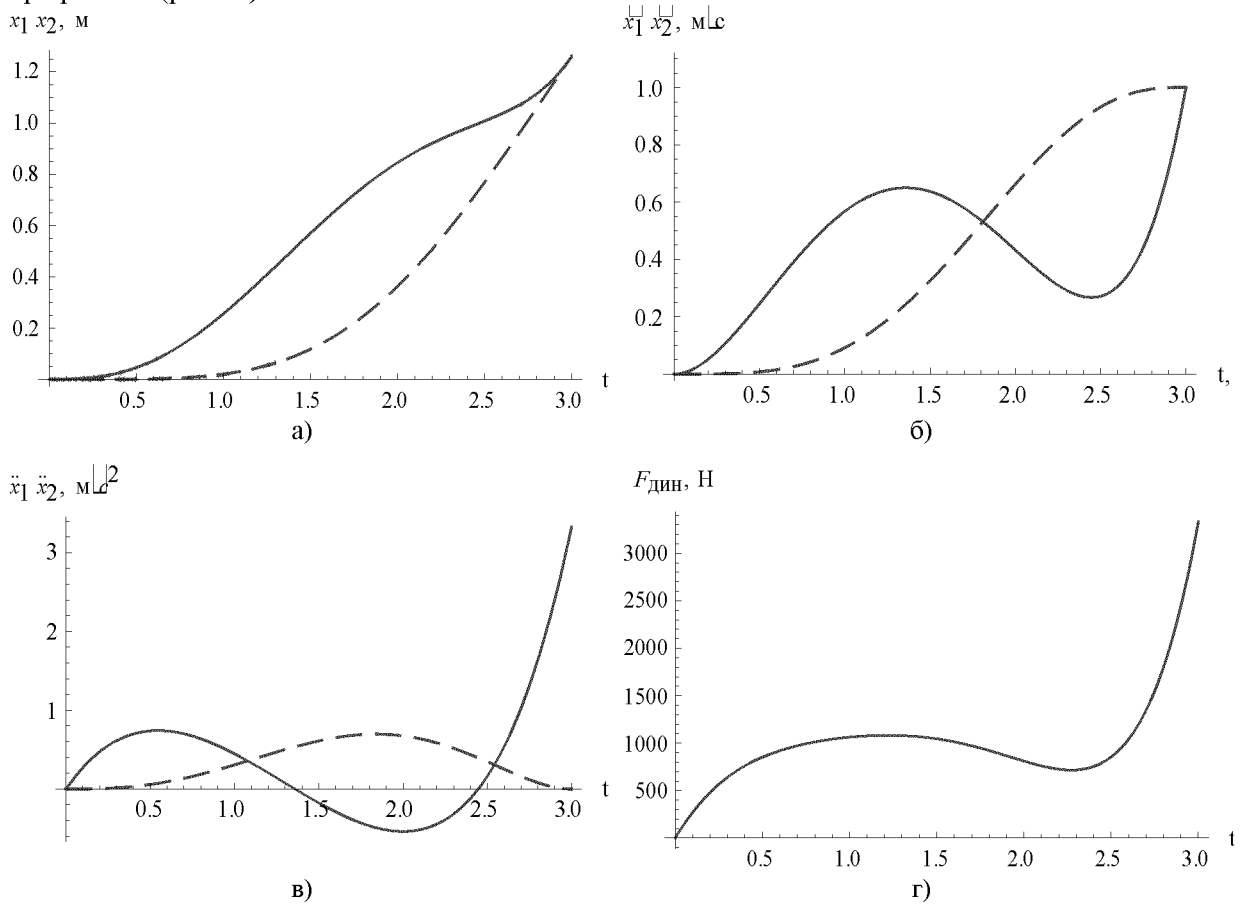


Рисунок 4 - Графіки переміщення (а), швидкості (б), прискорення (в) візка і вантажу та діючого на візок динамічного зусилля (г)

З рисунків рис. 3(в) та рис. 4(в) видно, що візок на початку, або в кінці розгону (відповідно в кінці гальмування) має не нульові прискорення, що погіршує динаміку роботи механізму приводу візка. Тому доцільно провести оптимізацію за критерієм більш високого порядку, а саме за критерієм I_2 , який визначається за виразом (11). Для даного критерію умова мінімуму прийме такий вигляд:

$$14v_l^2 x_2 + (l_0 + v_l t)[10v_l x_2 + (l_0 + v_l t) x_2] = 0. \quad (20)$$

Це диференціальне рівняння будемо розв'язувати при таких крайових умовах:

$$\begin{cases} x_2(0) = \dot{x}_2(0) = \ddot{x}_2(0) = \ddot{\ddot{x}}_2(0) = x_2(0) = 0, \\ \dot{x}_2(t_1) = v, \quad \ddot{x}_2(t_1) = \ddot{\ddot{x}}_2(t_1) = x_2(t_1) = \dot{x}_2(t_1) = 0. \end{cases} \quad (21)$$

Не будемо приводити розв'язок рівняння (20) оскільки він має значний об'єм, обмежимося графічним представленням отриманого оптимального закону руху візка. Для кінематичних та динамічних функцій візка і вантажу побудуємо графіки (рис. 5).

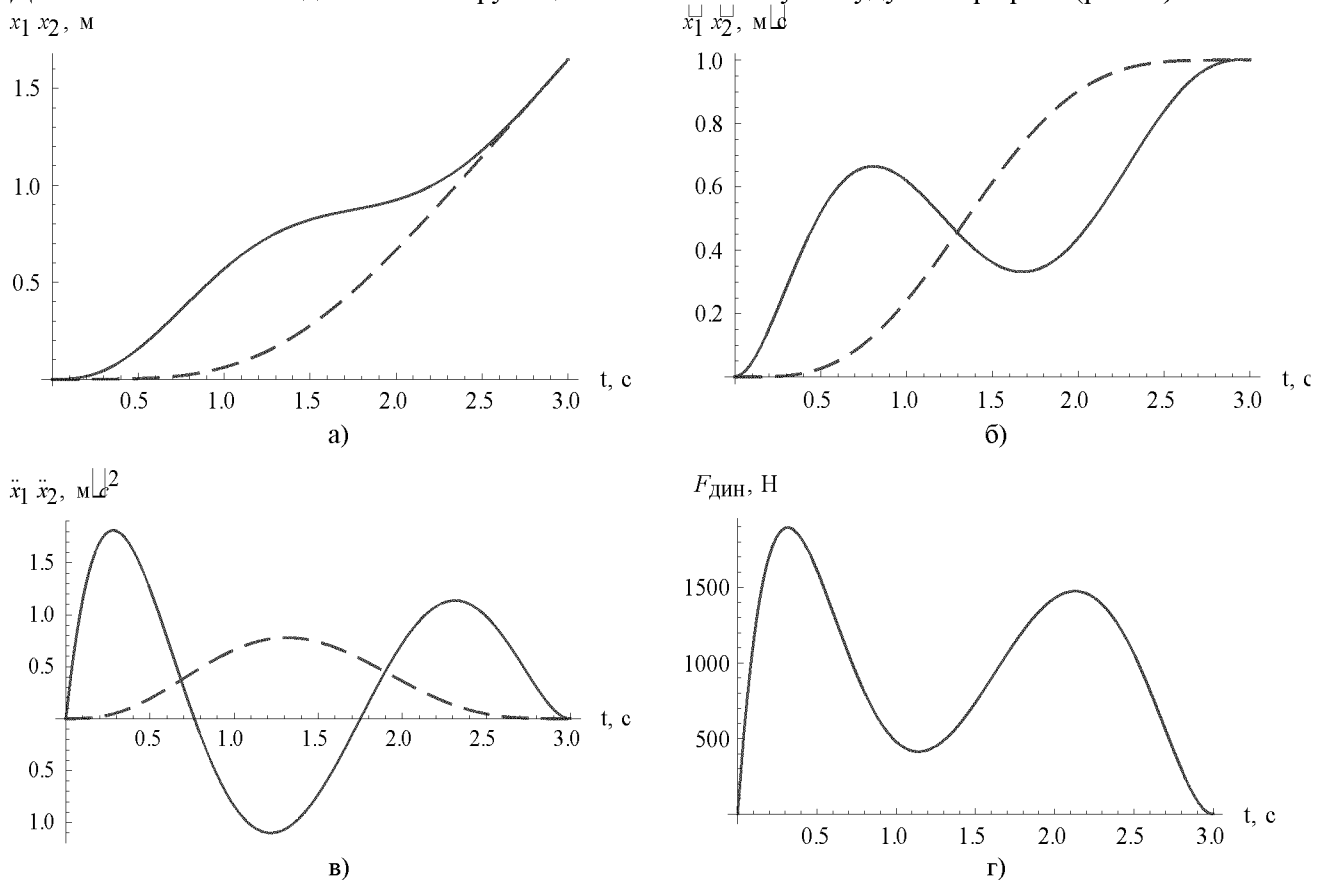


Рисунок 5 - Графіки переміщення (а), швидкості (б), прискорення (в) візка і вантажу та діючого на візок динамічного зусилля (г)

З рисунка 5(в) бачимо, що на початку та в кінці розгону візка його прискорення рівні нулю, що призведе до зменшення динамічного навантаження приводу візка та металоконструкції крана.

Для розв'язування рівняння (20) можна поставити такі крайові умови:

$$\begin{cases} x_2(0) = \dot{x}_2(0) = \ddot{x}_2(0) = \ddot{\ddot{x}}_2(0) = x_2(0) = \dot{x}_2(0) = 0, \\ \dot{x}_2(t_1) = v, \quad \ddot{x}_2(t_1) = \ddot{\ddot{x}}_2(t_1) = x_2(t_1) = 0. \end{cases} \quad (22)$$

Як і в попередньому випадку, екстремаль, а також отримані за допомогою неї кінематичні та динамічні функції візка і вантажу мають значний об'єм. Тому приведемо лише графіки отриманих функцій (рис. 6).

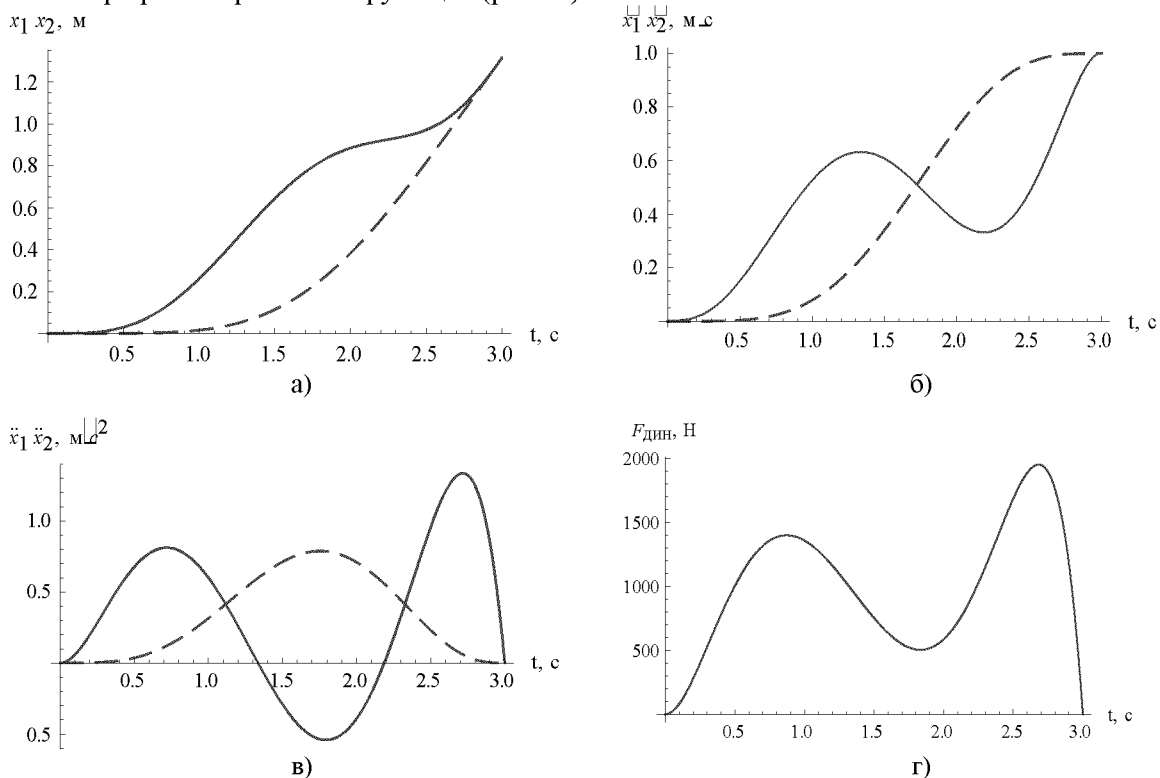


Рисунок 6 - Графіки переміщення (а), швидкості (б), прискорення (в) візка і вантажу та діючого на візок динамічного зусилля (г)

Отримані графічні залежності вказують на плавність розгону візка протягом усього перехідного режиму руху візка. Це зменшує динамічні навантаження крана та підвищує надійність його роботи.

Зазначимо, що отримані закони керування рухом візка з вантажем, при змінній довжині гнучкого підвісу, при $l=\text{const}$ (або $v_l=0$) переходять у закони руху, які знайдені раніше у роботах [6-8]. Таким чином, знайдені в даній роботі оптимальні закони руху візка є загальнішими випадками відомих раніше оптимальних законів руху візка.

Перспективи подальших досліджень у даному напрямку полягають у використанні динамічних критеріїв руху візка типу:

$$\int_0^{t_1} F_{\text{дин}}^2 dt \rightarrow \min, \quad (23)$$

де $F_{\text{дин}}^2$ - динамічна складова приводного (гальмівного) зусилля, яке діє на візок зі сторони приводу.

Мінімізація динамічного зусилля дозволить зменшити крутний момент двигуна приводу візка, який, як відомо, пропорційний струму. Це призведе до зменшення електричних втрат та покращить режим (зокрема температурний) роботи електродвигуна. Крім того, як видно з рис. 3-6 використання різних крайових умов дає змогу отримати різні, за якістю динаміки руху, оптимальні закони. Тому є сенс варіювати крайові умови і, таким чином, отримувати різні закони руху візка.

Однак, найважливішим напрямком досліджень у цій області, на нашу думку, є наступний: необхідно синтезувати оптимальні закони руху для вертикального підйому

вантажу та „сполучити” їх з оптимальними законами руху візка. Це дасть змогу оптимізувати весь перевантажувальний цикл, а не окремі його складові. Детального розгляду також заслуговує питання побудови структури та алгоритмів роботи автоматизованої системи керування краном, яка б могла реалізувати оптимальне керування.

Висновки

Використання варіаційного числення дозволяє синтезувати оптимальні закони руху кранового візка з вантажем, при якому коливання вантажу усуваються протягом перехідних режимів його руху. У даній статті запропоновано два способи синтезу таких законів. Для цих способів обрано лінійний закон зміни довжини гнучкого підвісу вантажу у часі, реалізація якого не передбачає використання спеціальних пристроїв керування електроприводом механізму підйому. Тому отримані закони керування рухом візка можуть бути використані для кранових механізмів лише з пристроєм (частотний перетворювач) для керування електроприводом горизонтального переміщення візка (який є відносно малопотужним і, як наслідок, недорогим).

Список літератури

1. Лобов Н. А. Динамика грузоподъемных кранов. – М.: Машиностроение, 1987. – 160 с.
2. Мисюра В.П., Васильченко И.Н. Уменьшение колебаний груза при автоматизированном режиме работы кранов-перегрузателей // Механизация и автоматизация производства. – 1985. - №11. – С. 22-24.
3. Черноусько Ф.Л., Акуленко Л.Д., Соколов Б.Н, Управление колебаниями. - М.: Наука, 1980. - 384с.
4. Смехов А. А., Ерофеев Н. И. Оптимальное управление подъемно-транспортными машинами. – М.: Машиностроение, 1975. – 239 с.
5. Ловейкин В. С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин. – К.: УМК ВО, 1990. – 168 с.
6. Ловейкин В. С., Ярошенко В. Ф., Ромасевич Ю. О. Оптимізація перехідних режимів руху механізму пересування візка вантажопідйомних машин // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – 2007. – Випуск №59, том 2. – С. 452-460.
7. Ловейкин В.С., Ромасевич Ю.О. Оптимізація перехідних процесів руху кранового візка // Науково-технічний та виробничий журнал „Підйомно-транспортна техніка”. – 2008. – №2(26). – С. 3-14.
8. Ловейкин В.С., Ромасевич Ю.О. Оптимізація процесу пуску механізму пересування кранового візка // Збірник наукових праць „Науковий вісник НАУ”. – Вип. 125. – С. 340-348.
9. Эльсгольц Л. Э. Дифференциальные уравнения и вариационное исчисление. – М.: Наука, 1969. – 424 с.

В. Ловейкин, Ю. Ромасевич

Оптимизация переходных режимов движения крановой тележки со сменной длиной подвеса груза

В статье приведен способ решения проблемы устранения колебаний груза на протяжении пуска тележки крана с длиной гибкого подвеса груза, которая изменяется. В качестве критериев оптимизации переходного режима выступают квадратичная разность ускорений и рывков тележки и груза. Дается анализ полученных результатов и определяются перспективы последующих исследований.

V.Loveikin, J.Romasevich,

Optimisation transmit movement modes carts with shift of suspension cargo

In article is brought way of the decision of the problem of the eliminating the fluctuations of the cargo on length of the starting the pushcart of the tap with long flexible hang up cargo, which changes. As criterion to optimization of the connecting mode emerge the square-law difference of the speedups and jerk of the pushcart and cargo. It is given analysis got result and are defined prospects of the following studies.

Одержано 22.09.09

М.А. Белоцерковский, доц., канд.техн.наук

ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси», г. Минск, Беларусь

А.И. Камко, канд.техн.наук

РУПП «Гомельский завод литья и нормалей», г. Гомель, Беларусь

Повышение работоспособности тяжело нагруженных узлов трения скольжения сельхозмашин нанесением покрытий с последующим трибомодифицированием

В работе описаны технологии формирования антифрикционного износостойкого слоя на рабочих поверхностях шарнирных сопряжений жатки. Приведены методы механического плакирования гибким инструментом и трибомеханического модифицирования, а также трибомеханического модифицирования стальных газотермических покрытий.

узлы трения скольжения сельхозмашин, антифрикционные покрытия, механическое плакирование, трибомодифицирование, смазка с наноразмерными наполнителями, газотермические стальные покрытия

Введение. В современных сельскохозяйственных машинах имеются узлы трения скольжения, в которых удельные нагрузки достигают значений 25 – 30 МПа. К таким узлам относятся, например, шарниры механизмов копирования рельефа поля жаткой. Основными требованиями, предъявляемыми к механизмам копирования, являются обеспечение долговечности и высокого быстродействия при подъеме-опускании жатки в процессе передвижения комбайна по неровностям поля. При недостаточном быстродействии, опорные башмаки жатки зарываются в почву или, не успевая сканировать впадины, скользят только по выпуклым участкам поля, вызывая эффект галопирования жатки, что повышает потери зерна, снижает производительность, нарушает технологический процесс уборки и приводит к поломкам жатвенного агрегата.

Быстродействие механизмов копирования жатки зерноуборочной машины в значительной степени определяется работоспособностью шарнирных сопряжений в рычажных звеньях. Отмечено, что при эксплуатации шарнирных сопряжений механизмов копирования жаток имеет место выдавливание и деструкция смазочной пленки, что обуславливает интенсификацию процессов изнашивания поверхностей трущихся деталей. В результате резко возрастают моменты от сил трения в шарнирах, увеличиваются внутренние зазоры и люфты в подвижных сопряжениях, что служит причиной роста динамических нагрузок и вибраций, а следовательно, и ухудшения качества работы механизмов копирования рельефа поля.

Одним из наиболее эффективных путей решения задачи повышения ресурса и улучшения работоспособности пар трения скольжения, эксплуатирующихся при повышенных удельных нагрузках, является использование композиционных пластичных смазок в сочетании с технологиями, обеспечивающими формирование металлических покрытий. Для интенсификации процесса приработки и повышения триботехнических свойств покрытий, в том числе смазкоудерживающей способности, используют пластичные смазки с наноразмерными наполнителями. При этом достигается эффект трибомеханического модифицирования, установленный

Жорником В.И. [1], когда в процессе трения со смазкой, модифицированной ультрадисперсными алмазами, в поверхностном слое формируется наноразмерная ячеистая субструктура, вызывающая эффективное поглощение энергии фрикционного взаимодействия.

Цель исследований. Целью выполненных исследований явилось повышения работоспособности тяжело нагруженных узлов трения сельхозмашин на примере шарнирных сопряжений механизмов копирования рельефа поля, путем формирования антифрикционных износостойких структур на рабочих поверхностях комбинированием методов нанесения покрытий и трибомеханического модифицирования пластичными смазками с наноразмерными наполнителями.

Оборудование, материалы и методики исследований. Для формирования тонкослойных покрытий был использован способ деформационного плакирования гибким инструментом [2]. Покрытия толщиной более 100 мкм наносились методами газопламенного распыления проволок и гиперзвуковой металлизации [3, 4]. Распыляемые проволоки выполнены из сталей мартенситного (сталь 40Х13) и аустенитного (сталь 12Х18Н10Т) классов. Оборудование для нанесения покрытий разработано в ОИМ НАН Беларуси. Для модифицирования покрытий в процессе трибомеханического взаимодействия использовалась пластичная комплексная литиевая смазка ИТМОЛ-150Н с алмазосодержащим пакетом присадок «УДАГ», а также смазка И-20А, (кинематическая вязкость - $22 \cdot 10^6 \text{ м}^2/\text{с}$), наполненная шихтой алмазосодержащей «ША» (ТУ РБ 100056180.003 – 2003).

Триботехнические испытания образцов с антифрикционными слоями осуществлялись по схеме возвратно-поступательного перемещения, для чего был использован лабораторный трибометр МТВП-9М, оснащенный устройством для измерения коэффициента трения. Стендовые испытания осуществлялись на специальном стенде, имитирующем условия работы шарнирных подшипников.

Результаты исследований и их обсуждение. Расчеты нагруженности шарнирных сопряжений механизмов копирования и блоков уравнивающих пружин жатки комбайна КЗС-7 показали, что статические нагрузки без учета сил трения, действующие в шарнирах механизмов копирования, достигают 31920 Н. В то же время, в случае отсутствия смазки в шарнирах (сухое трение), когда коэффициент трения достигает значений 0,60-0,65, нагрузки и моменты от сил трения в шарнирах возрастают на 50-60%, на такую же величину должны увеличиваться упругие силы, возникающие в блоках уравнивающих пружин. В этих условиях для обеспечения устойчивой работоспособности механизмов копирования рельефа поля жаткой реакция на ее башмаки на верхнем пределе копирования задается в два раза выше соответствующих значений для нижнего предела копирования, в противном случае жатка не успевает отслеживать макрорельеф поля без отрыва башмаков от его поверхности и переходит в режим галопирования. В то же время при таких уровнях реакции на башмаках жатка не может работать на почвах с низкой несущей способностью. Из результатов выполненного анализа следует, что значения коэффициента трения в рассматриваемых шарнирах должны соответствовать условию $f \leq 0,10$, это позволит повысить работоспособность механизма копирования рельефа поля и поднять качество выполняемых жаткой операций.

Для исследования особенностей структурных и фазовых превращений в поверхностях трения в присутствии модифицированной смазки были проведены триботехнические испытания модельных пар трения «сталь 45 – сталь 45» и «медь М1 – сталь 45». Установлено, что в результате трибовзаимодействия существенно возрастает микротвердость поверхностного слоя отожженной стали (в 1,5-1,8 раза) и

меди (в 2,3-2,4 раза), и увеличивается ширина дифракционных линий от матричной α -фазы (рентгеноструктурный анализ). Это указывает на повышение плотности дислокаций в поверхностных слоях в результате их интенсивной пластической деформации в процессе фрикционного взаимодействия. Фактически в процессе испытаний со смазкой, модифицированной наноразмерной алмазографитовой шихтой «УДАГ», в поверхностном слое формируется ячеистая субструктура, характеризующаяся размером субзерен ≤ 100 нм (рисунок 1).

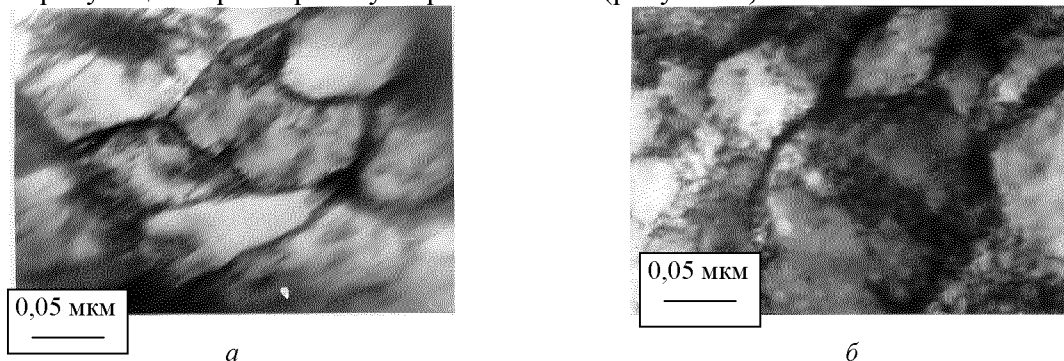


Рисунок 1 – Микроструктура поверхности трения отожженной стали 45 (а) (давление 20 МПа) и меди М1 (б) (давление 10 МПа) после испытаний со смазкой Литол-24, модифицированной «УДАГ»

Образование в поверхностях трения наноразмерной субзеренной структуры вследствие присущих ей чрезвычайно высоких пластических свойств приводит к эффективному поглощению энергии фрикционного взаимодействия при трении и облегчает приработку контактирующего сопряжения. Предположено, что эффективное измельчение формирующейся в поверхностях трения субзеренной структуры при использовании смазки, модифицированной УДАГ, способствует повышению триботехнических свойств подобных фрикционных сопряжений.

Для формирования тонких покрытий из меди использовали технологию деформационного плакирования вращающейся металлической щеткой. В ходе исследований по отработке режимных параметров процесса формирования тонких металлических покрытий было установлено, что технологические параметры процесса обработки (скорость скольжения щетки по поверхности обрабатываемой детали, число оборотов детали, величина натяга) и конструктивные параметры щетки (диаметр щетки, длина и плотность набивки ворса) определяются, в основном, составом наносимого материала, а также исходным состоянием материала основы, и, следовательно, могут варьироваться в достаточно широких пределах (рисунок 2).

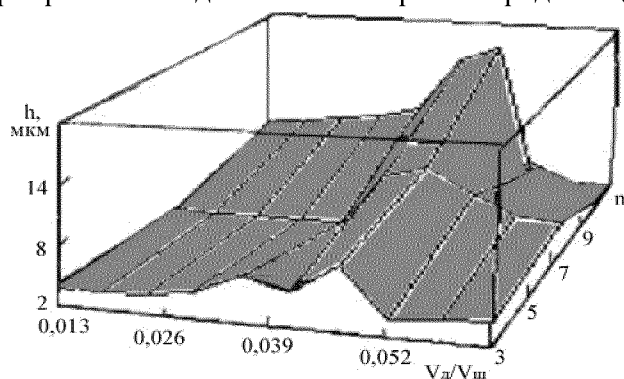


Рисунок 2 – Экспериментальные зависимости толщины медного покрытия h от числа проходов щетки n и соотношения скоростей вращения детали и щетки

Были выбраны оптимальные режимы формирования медного покрытия толщиной 3...5 мкм. В частности, при использовании щетки диаметром 180...200 мм, шириной - 20 мм, с толщиной и вылетом ворса – соответственно 0,25 и 30 мм рекомендовано величину натяга щетки устанавливать в пределах 0,8...1,1 мм, число проходов - 5..7, соотношение линейных скоростей вращения детали и щетки 0,013...0,017, скорость осевой подачи щетки – 0,25...0,50 мм/об.

Проведенными испытаниями установлено (таблица 1), что композиционное покрытие, состоящее из нанесенного деформационным плакированием медного слоя, модифицированного в процессе трибомеханического воздействия в присутствии комплексной литиевой смазки ИТМОЛ-150Н с алмазосодержащим пакетом присадок, имеет минимальные значения исследуемых параметров.

Таблица 1 - Результаты стендовых испытаний

Покрытие	Момент сопротивления проворачиванию, Н·м	Коэффициент трения	Температура вблизи зоны трения, К	Линейный износ, мкм
Без покрытия (смазка Литол-24)	110...130	0,15-0,18	335...355	60...85
Поликарбонат (газопламенное напыление)	75...90	0,11-0,13	315...325	25...35
Медное покрытие (деформационное плакирование) + смазка ИТМОЛ-150Н с УДАГ	45...55	0,07-0,10	300...315	12...18

При этом маслосъемность поверхности образца с медным покрытием на 13-15% больше, чем маслосъемность поверхности образца без покрытия.

Триботехническими испытаниями было установлено, что комбинированная технология деформационного плакирования с трибомодифицированием обеспечивает повышение долговечности сопряжений при удельных нагрузках не более 35 МПа. Для более нагруженных узлов было предложено использовать комбинацию технологий нанесения стальных покрытий распылением проволок и последующее трибомодифицирование.

Научная гипотеза, положенная авторами в основу выполненных исследований, заключается в следующем. Повышенная задиристость трибосопряжения, содержащего деталь с покрытием, обеспечивается, в первую очередь, пластичностью покрытия в начальный период трения для ускорения процесса приработки и, в ходе дальнейшей работы узла, высокой износостойкостью, твердостью, адгезией к жидким смазкам. Этого можно достичь, получив покрытия из сталей, в которых сформирована двухфазная структура, содержащая метастабильный аустенит, имеющий твердость 200 – 300 HV, а также имеется определенное количество оксидов. В процессе дальнейшей приработки вследствие интенсивной пластической деформации метастабильный аустенит будет трансформироваться в износостойкий и твердый мартенсит (HV=700...800) за счет протекания деформационного $\gamma \rightarrow \alpha$ превращения. Образованная в ходе приработки наноразмерная субструктура также будет усиливать эффект повышения триботехнических свойств.

Экспериментально установлено, что для обеспечения формирования в структуре стального напыленного покрытия метастабильного аустенита, имеющего низкую температуру протекания деформационного $\gamma \rightarrow \alpha$ превращения, соответствующую

температурам эксплуатации узлов трения скольжения (270 – 320 К), необходимо покрытия из проволоочных сталей мартенситного класса нагревать и распылять струей газо-кислородного факела, то есть использовать метод газопламенного проволоочного напыления. Для получения того же эффекта при нанесении покрытий из проволоочных сталей аустенитного класса необходимо использовать плавление в электрической дуге и распылять сверхзвуковым потоком продуктов сгорания пропано-воздушной смеси (метод активированной или гиперзвуковой металлизации) [5].

Газопламенное распыление проволок приводит к формированию слоя с относительно низким уровнем твердости, обусловленным малой концентрацией окислов, невысоким содержанием остаточного аустенита при использовании проволок из сталей аустенитного класса и очень высоким содержанием остаточного аустенита ($V_\gamma = 30 \dots 50$ об.%) при распылении проволок мартенситного класса. Одной из наиболее вероятных причин появления «аустенитного эффекта» в покрытиях из сталей мартенситного класса является относительно более высокая концентрация в них легирующих элементов (хрома и углерода) за счет полного растворения карбидов хрома при расплавлении проволоки и насыщения капель расплава углеродом из пламени газопламенного факела. Об этом, в частности, свидетельствует отсутствие в покрытии частиц карбидов $Cr_{23}C_6$.

Меньшее количество аустенита в покрытиях, полученных гиперзвуковой металлизацией из сталей мартенситного класса обусловлено существенно более высокой скоростью полета расплавленных частиц, характерной для данного способа напыления. Процессы диффузионного насыщения капель расплава углеродом из восстановительной атмосферы продуктов сгорания пропано-воздушной смеси пройти не успевают (время пролета расплавленных капель в атмосфере продуктов сгорания не более $5 \cdot 10^{-4}$ с) и содержание остаточного аустенита в слое снижается. При гиперзвуковой металлизации сталями аустенитного класса происходит интенсивное окисление распыленных частиц, поскольку их температура после вылета из зоны электрической дуги составляет более 2500 К. При окислении резко уменьшается содержание хрома или марганца в аустенитной фазе и температура начала мартенситного превращения повышается до температур, позволяющих реализовать процесс деформационного $\gamma \rightarrow \alpha$ превращения.

Результаты исследований показали, что удельная нагрузка в процессе приработки должна быть не более 40 МПа при небольших скоростях скольжения. Триботехнические испытания приработанных покрытий (режимы приработки: удельная нагрузка 35 МПа, скорость скольжения 0,4 м/с, смазка И-20А + «ША») осуществлялись при удельной нагрузке 50 - 100 МПа и скорости скольжения 0,25 м/с в среде смазки И-45.

В ходе триботехнических испытаний установлено, что стальные покрытия, приработанные в среде смазки с алмазосодержащим наноразмерным наполнителем «ША», обладают достаточно высокой износостойкостью в диапазоне удельных нагрузок 50 – 90 МПа: интенсивность изнашивания покрытий из стали 12Х18Н10Т составила от 0,89 до 1,11 мкм/км; интенсивность изнашивания покрытий из стали 40Х13 составила от 0,72 до 0,97 мкм/км. Покрытия, не прошедшие приработку в смазке с модификатором, оказались практически непригодными для эксплуатации при удельных нагрузках свыше 60 МПа.

Выводы. Предложенные технологии, сочетающие методы формирования покрытий и последующего трибомодифицирования позволяют повысить работоспособность и долговечность деталей узлов трения скольжения сельхозмашин. Технология, включающая комбинацию методов деформационного плакирования и

трибомодифицирования, может быть рекомендована для узлов трения скольжения при удельных нагрузках 20 – 30 МПа. Технология, использующая газотермическое напыление стальных покрытий с последующим трибомодифицированием позволяет повысить триботехнические характеристики рабочих поверхностей деталей узлов трения скольжения, эксплуатирующихся при удельных нагрузках до 100 МПа..

Список литературы

1. Zornik, V. Modifying of Plastic Lubricant by Additives of Nanodiamonds / V. Zornik //Korea-Eurasia Technology Cooperation Workshop. Seul, KITECH, 2008.– P. 289 – 292.
2. Камко, А.И. Технология формирования антифрикционных слоев на рабочих поверхностях шарнирных сочленений / А.И. Камко // Вестник Гомельского государственного технического университета имени П.О. Сухого, 2007. –№ 3. – С. 66-74.
3. Белоцерковский М.А. Технологии активированного газопламенного напыления антифрикционных покрытий. - Минск: Технопринт, 2004. – 200 с.
4. Белоцерковский, М.А. Технологические особенности и области использования гиперзвуковой металлизации / М.А. Белоцерковский, А.С. Прядко, А.Е. Черепко // Инновации в машиностроении: Сборник научн. трудов. (Минск, 30-31 октября 2008 г.) / Редкол.: М.С. Высоцкий [и др.]. – Минск: ОИМ НАН Беларуси, 2008.– С. 479 – 484.
5. Белоцерковский, М.А. Структурные аномалии в стальных газотермических покрытиях и возможности их использования / М.А. Белоцерковский // Упрочняющие технологии и покрытия, 2008. – №10. – С. 39 – 44.

М. Белоцерковский, А. Камко

Підвищення працездатності важконавантажених вузлів тертя ковзання сільгоспмашин нанесенням покриттів з наступним з наступним трибомодифікуванням

У роботі описані технології формування антифрикційного зносостійкого шару на робочих поверхнях шарнірних сполучень жнивarki. Наведено методи механічного плакування гнучким інструментом і трибомеханічного модифікування, а також трибомеханічного модифікування сталевих газотермічних покриттів.

М. Belotserkovsky, A. Kamko,

Working capacity increase hard loaded knots of a sliding friction of agricultural cars drawing of coverings with the subsequent tribomodification

In the paper the technologies of formation of an antifriction wear resistance layer on working surfaces of the hinged linkings of harvester are shown. The article includes description of the deformation cladding process by the floppy tool and tribomechanical modifying, and the modifying of thermo spray steel coatings.

Получено 10.08.09

Использование технологии газопламенного напыления покрытий модифицированным полиамидом при изготовлении корпусных опор почвообрабатывающих агрегатов

Проведены исследования с целью повышения работоспособности почвообрабатывающих агрегатов. Рекомендовано на сопрягаемые сферические поверхности узлов трения наносить антифрикционные покрытия методом газопламенного напыления с использованием модифицированного полиамида.

газопламенное напыление, антифрикционное покрытие, корпусная опора, полимерный прут, полимерный порошок, высокоскоростное распыление

Как показывает практика, основной причиной выхода из строя почвообрабатывающих агрегатов типа АКШ (агрегат культиваторный широкозахватный) является интенсивное изнашивание сопрягаемых поверхностей корпусных опор. Пути повышения работоспособности корпусных опор сухого трения могут быть весьма разнообразны и определяются критерием или совокупностью критериев, которые необходимо обеспечить. Основным требованием к корпусным опорам культиватора является обеспечение низкого коэффициента трения между сопрягаемыми подвижными поверхностями при максимально возможной герметичности узла в целом, исключающей работу узла в режиме сухого трения и абразивного износа.

В современном сельхозмашиностроении уменьшение коэффициента трения обеспечивают, преимущественно, за счет своевременного и периодического применения смазочных материалов. Выбор обоснован тем, что применение смазочных материалов является одним из наиболее доступных и экономичных методов увеличения ресурса деталей трибосопряжений. Однако требуемое конструкционное исполнение корпусных опор, обеспечивающих не только вращение сфер, но и их перемещение в вертикальной плоскости без заедания и заклинивания, не позволяет ограничиваться лишь применением смазок. В процессе работы подвижные поверхности подвергаются воздействию ударных нагрузок, обуславливающих образование вмятин, локальное нарушение смазочного слоя, что приводит к заклиниванию сопрягаемых поверхностей друг с другом и последующему выходу из строя всего узла с установленными в нем деталями.

В последнее время для увеличения работоспособности тел трибосопряжений разрабатываются методы нанесения покрытий с высокими защитными антифрикционными и демпфирующими свойствами. Однако многие из них используют дорогостоящие наносимые материалы и требуют при реализации значительных энергетических затрат. Для формирования антифрикционных покрытий на сопрягаемых поверхностях корпусных опор, авторами было предложено использовать легко реализуемые методы газопламенного напыления.

В качестве материала антифрикционного покрытия использовали композит [1], включающий полиамид ПА 6 (ТУ РБ 500048054.029), полиэтилен низкого давления (ПЭНД 277-03 ГОСТ 16338-85) в количестве 10 вес.% и нанодисперсный наполнитель – алмазосодержащий графит [2, 3] в количестве 0,5 вес.%. Из гранул указанного композита криогенным измельчением был изготовлен порошок с размером частиц 200 – 300 мкм и методом экструзии прутков диаметром 2,8 – 3 мм.

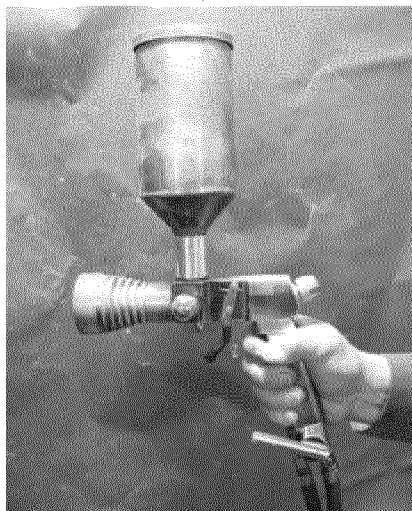
Подготовка поверхности осуществлялась методом струйно-абразивной обработки корундом с размером частиц 0,8...1,5 мм. Дистанция обработки составляла 70...100 мм.

Покрытия наносили с использованием оборудования для напыления, разработанного в ГНУ «ОИМ НАН Беларуси» – порошковой установки «Терко – П» и экспериментальной модели установки для высокоскоростного распыления полимерных прутков (таблица 1) [4].

Термораспылитель «Терко-П» оснащен распылительным узлом оригинальной конструкции, позволяющей плавно регулировать состав горючей смеси и форму факела, обеспечивает формирование покрытий из полимерных порошков с размером частиц до 400 мкм и температурой плавления от 90 до 400 С⁰ (рисунок 1, а).

В основу экспериментальной модели проволочного полимерного термораспылителя (рисунок 1, б) положен принцип микрофакельного сжигания горючей газообразной смеси в малогабаритной камере сгорания, использующейся в установках гиперзвуковой электрометаллизации [5]. Применение данной камеры сгорания позволяет осуществлять высокоскоростное распыления прутков, разгоняя распыляемые полимерные частицы до сверхзвуковых скоростей.

Нанесенные покрытия подвергали механической (токарной) обработке, до получения слоя толщиной 200 мкм (рисунок 2).



а)



б)

а – порошковый; б – проволочный

Рисунок 1 - Внешний вид термораспылителя

Оценка прочности сцепления покрытий к подготовленной металлической поверхности (сталь 45 – материал опор) проводилась с помощью штифтового метода, по величине силы отрыва штифта от слоя нормально приложенной нагрузкой. Результаты испытаний показали, что адгезия покрытий выше для метода с использованием полимера в виде прутка. Для пруткового напыления адгезия составляет 10 – 12 МПа, а для порошкового напыления 6 – 10 МПа. Предварительно проведенные

расчеты показали, что в зависимости от исполнения почвообрабатывающего агрегата, ширины захвата, прочность сцепления должна составлять не менее 5 МПа для АКШ 3,6 и не менее 6 МПа для АКШ 6,0. Таким образом, необходимая и достаточная адгезионная прочность покрытий достигается как и при прутковом, так и при порошковом напылении.

Таблица 1 – Техническая характеристика термораспылителей

Показатель	Значения показателей	
	Порошковый	Проволочный
Производительность, кг/ч	3,0	2,8
Коэффициент использования наносимого материала	0,85	0,90
Средние значения расхода и давления воздуха	20 м ³ /ч; 0,45 МПа	25 м ³ /ч; 0,25 МПа
Средние значения расхода и давления пропана	1,15 м ³ /ч; 0,19 МПа	0,5 м ³ /ч; 0,2 МПа
Масса термораспылителя, кг	2,0	2,5



Рисунок 2 - Корпусная опора с покрытием

Для определения триботехнических характеристик покрытий был создан специализированный стенд, осуществляющий вращение сфер и их перемещение в вертикальной плоскости. Удельная нагрузка при испытаниях изменялась от 2 до 6 МПа, что соответствует эксплуатационным условиям работы корпусных опор. Результаты испытаний представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Интенсивность изнашивания корпусных опор

	Нагрузка испытаний, МПа	Особенности корпусной опоры		
		без покрытия со смазкой Литол – 24	с покрытием	
			порошковое напыление	прутковое напыление
Интенсивность изнашивания, 10 ⁻³ мг/м.	2	6	1,5	1,3
	4	8	2,0	1,6
	6	15	2,2	2,5

Анализ полученных экспериментальных результатов показывает, что нанесение покрытий на сопрягаемые поверхности корпусных опор почвообрабатывающих агрегатов типа АКШ методом газопламенного напыления с использованием

модифицированного полиамида ПА 6 повышает его работоспособность. Причем для опор, испытывающих удельные нагрузки до 4 МПа, можно рекомендовать прутковое напыление, для более нагруженных узлов трения желательно применять порошковое напыление.

Разработка технологии формирования антифрикционных покрытий на поверхностях корпусных опор сухого трения сельскохозяйственной техники выполняется в рамках Государственной научно-технической программы «Новые материалы и технологии - 2010» задание 1.67/4220. В настоящее время планируется изготовление опытной партии корпусных опор с антифрикционными слоями и проведение эксплуатационных испытаний.

Список литературы

1. Голопятин А.В. Технологическое обеспечение работоспособности многофункциональных сферических сочленений мобильной техники газопламенным напылением покрытий на основе полимеров: Автореф. дисс... канд. техн. наук: 05.02.08 / ИМИНМАШ. – Минск, 2005. – 21 с.
2. Долматов В.Ю. Ультрадисперсные алмазы детонационного синтеза. Получение, свойства, применение. // Ю.В. Долматов. – Санкт-Петербург.: СПбГПУ. – 2003. – 344 С.
3. Долматов В.Ю. Ультрадисперсные алмазы детонационного синтеза: свойства и применение. // Ю.В. Долматов. // Успехи химии. – 2001. – Т. 70, № 7. – С. 687 – 708.
4. Белоцерковский М.А., Чекулаев А.В. Исследование процесса нанесения защитных покрытий, получаемых газотермическим распылением полимерных экструдатов // Сварка и родственные технологии. – 2005. – № 7. – С. 77 – 80.
5. Белоцерковский М.А., Прядко А.С., Черепко А.Е. Технологические особенности и области использования гиперзвуковой металлизации // Инновации в машиностроении: Сборник научн. трудов. (Минск, 30-31 октября 2008 г.) / Редкол.: М.С. Высоцкий [и др.]. – Минск: ОИМ НАН Беларуси, 2008. С. 479 – 484.

М. Белоцерковский, А. Чекулаев

Використання технології газополуменового напилювання покриттів модифікованим поліамідом при виготовленні корпусних опор ґрунтообробних агрегатів

Проведено дослідження в області підвищення працездатності ґрунтооброблюючих агрегатів. Рекомендовано на сферичні поверхні вузлів тертя, що сполучаються, наносити антифрикційні покриття методом газополуменового напилювання з використанням модифікованого поліаміду.

М. Belotserkovsky, A. Chekulaev

Using the technology of flame spraying a modified polyamide in the manufacture of hull supports tillage units

Research has been conducted in the area of improving the efficiency cultivation aggregates. Recommended for adjoinable spherical surface friction units antifriction coatings applied by flame spraying using a modified polyamide.

Одержано 03.09.09

В.И. Жорник, ст. науч. сотр., канд. техн. наук

ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси», Минск, Беларусь

А.И. Камко, канд. техн. наук

РУП «Гомельский завод литья и нормалей», Гомель, Беларусь

Пластичная смазка с наноразмерными компонентами для тяжело нагруженных узлов трения сельхозмашин

Разработана пластичная смазка для тяжело нагруженных узлов трения, модифицированная наноразмерной алмазосодержащей добавкой. Наноразмерный модификатор обеспечивает формирование разветвленного структурного каркаса дисперсной фазы, что повышает несущую способность смазочного материала и снижает интенсивность изнашивания поверхностей трения.

пластичная смазка, дисперсная фаза, наноразмерная алмазосодержащая добавка, несущая способность, интенсивность изнашивания

Введение. Повышение интенсивности выполнения сельскохозяйственных работ, увеличение энергонасыщенности сельскохозяйственной техники неизбежно вызывает возрастание нагрузочно-скоростных и температурных режимов эксплуатации узлов трения. Ресурс узлов трения машин в значительной степени определяется работоспособностью используемых смазочных материалов. В связи с этим современное развитие сельскохозяйственной техники требует разработки новых смазочных материалов, обладающих повышенной несущей способностью и расширенным диапазоном рабочих температур, обеспечивающих более низкую интенсивность изнашивания.

Пластичные смазки, представляющие собой коллоидную систему, образованную дисперсионной средой (минеральное или синтетическое масло), дисперсной фазой (соли высокомолекулярных солей) и добавками (присадки, наполнители, модификаторы), широко применяются на практике для смазывания негерметичных узлов трения, обеспечивая упрощение конструкции узла и малый расход смазочного материала. Однако при высоких нагрузках происходит нарушение целостности смазочного слоя и появление металлического контакта между поверхностями трения, связанные с выдавливанием пластичной смазки из зоны трения. Это способствует снижению антифрикционных характеристик сопряжения, увеличению интенсивности изнашивания поверхностей трения, нарушению режима нормальной эксплуатации узла трения и может привести за счет явлений схватывания и задира к его поломке. Эксплуатационные свойства смазок определяются, главным образом, видом загустителя. Большинство пластичных смазок получают путем загущения масла солями жирных кислот различных металлов, причем соль может быть обычной или комплексной. Чаще всего используются кальциевые, литиевые, натриевые, бариевые и алюминиевые мыла. Добавки, представляющие собой присадки, наполнители, модификаторы структуры, призваны повысить триботехнические характеристики смазочного материала (антифрикционные, противоизносные, противозадирные) или придать ему специальные свойства (антипенные, антиокислительные, антикоррозионные, моющее-диспергирующие, депрессорные и др.) [1].

К числу перспективных направлений создания пластичных смазок с высокими

эксплуатационными характеристиками относится применение наноразмерных твердых добавок (порошки мягких металлов, слоистые природные силикаты, фуллерены, ультрадисперсные алмазы) [2-3].

Цель исследований. Целью выполненных исследований явилось создание пластичного смазочного материала повышенной несущей способности для увеличения ресурса тяжело нагруженных узлов трения машин различного функционального назначения, в том числе сельскохозяйственных.

Методика исследований. В качестве базовой смазки для исследования влияния добавок наноразмерных алмазов на структуру дисперсной фазы и свойства смазочного материала была выбрана комплексная литиевая смазка ИТМОЛ-150. Пластичная смазка ИТМОЛ-150 изготавливается с использованием в качестве дисперсионной среды индустриального масла И-40А, для загущения которого применяется комплекс из 12-гидроокси-стеариновой, ортоборной и терефталевой кислот, а их нейтрализация осуществляется гидроокисью лития. Для модифицирования смазочного материала использовалась ультрадисперсная алмазосодержащая шихта «ША» (ТУ РБ 100056180-2003), представляющая собой покрытые оболочкой из неалмазного углерода наноразмерные (10-30 нм) частицы алмаза с удельной поверхностью 400-500 м²/г. Несущая способность (противозадирные свойства) смазочного материала по нагрузке заедания и нагрузке сваривания определялась на четырехшариковой машине по ГОСТ 9490-75, коэффициент трения оценивался на машине трения МТВП-9М по схеме возвратно-поступательного перемещения образца, интенсивность изнашивания рассчитывалась по убыли массы образца за время испытаний, оцениваемой с помощью аналитических весов АДВ-200. Коллоидная стабильность смазки определялась по ГОСТ 7142-74. Структура дисперсной фазы пластичной смазки исследовалась на сканирующем электронном микроскопе Cam Scan фирмы «Oxford» (Великобритания) и сканирующем электронном микроскопе высокого разрешения Mira фирмы «Tescan» (Чехия) препараты смазки осуществлялось по методике, изложенной в [4].

Результаты исследований и обсуждение. Применение наноразмерных алмазов в качестве модификатора смазочных материалов обусловлено рядом факторов: наноалмазы увеличивают динамическую прочность масляной пленки, действуют на кристаллическую решетку поверхности металла, упрочняя ее, формируют новые поверхности трения, уменьшая граничное трение и износ (особенно при больших нагрузках), обладают хорошими приработочными свойствами [5,6]. В то же время наряду со сказанным, частицы наноалмаза, благодаря большой поверхностной энергии, а также совместимости углеродных кластеров с масляной основой, обладают высокими структурирующими свойствами [7,8]. Это их качество можно использовать для создания пластичных смазочных материалов с повышенными эксплуатационными характеристиками.

При исследованиях отрабатывались две технологические схемы введения наноразмерных алмазов в состав смазочной композиции:

- вариант 1 – добавление наноалмазов в готовую пластичную смазку ИТМОЛ-150;
- вариант 2 – введение наноалмазной добавки в масло до стадии формирования структурного каркаса пластичной смазки.

Результаты триботехнических испытаний пластичных смазочных материалов, полученных по различным технологическим схемам, представлены на рисунках 1 и 2. Из представленных данных видно, что применение технологической схемы создания пластичной смазки с наноразмерными добавками без их закрепления в структурном каркасе дисперсной фазы не обеспечивает длительного сохранения высоких

антифрикционных свойств смазки, в то время как имплантация наноразмерных алмазосодержащих частиц в структуру дисперсной фазы позволяет сохранить высокие триботехнические свойства смазки на протяжении всего цикла испытаний.

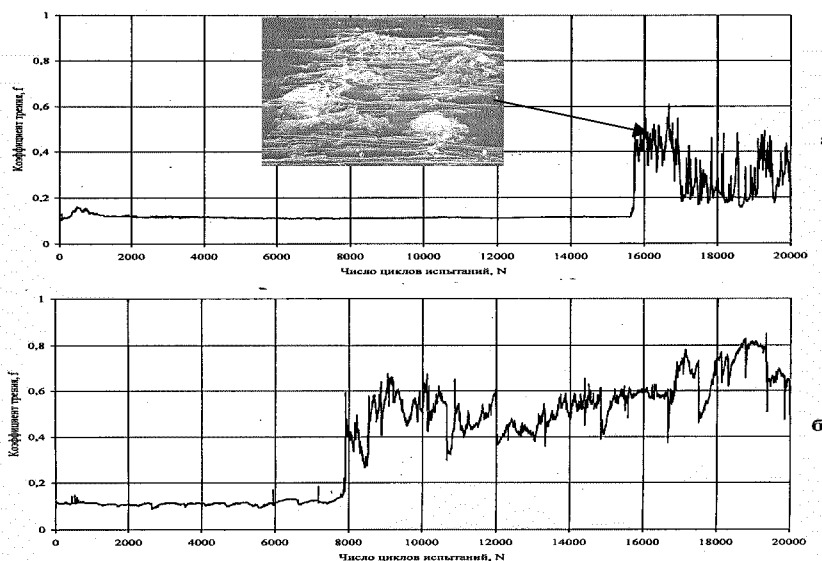


Рисунок 1 - Изменение коэффициента трения в процессе испытаний при давлении 20 МПа отожженной стали 45 твердостью HB 250-270 (а) и закаленной стали 45 твердостью HRC 42-45 (б) в присутствии смазки ИТМО-150Н, изготовленной по варианту 1 (контртело – закаленная сталь 60Г твердостью HRC 58-60)

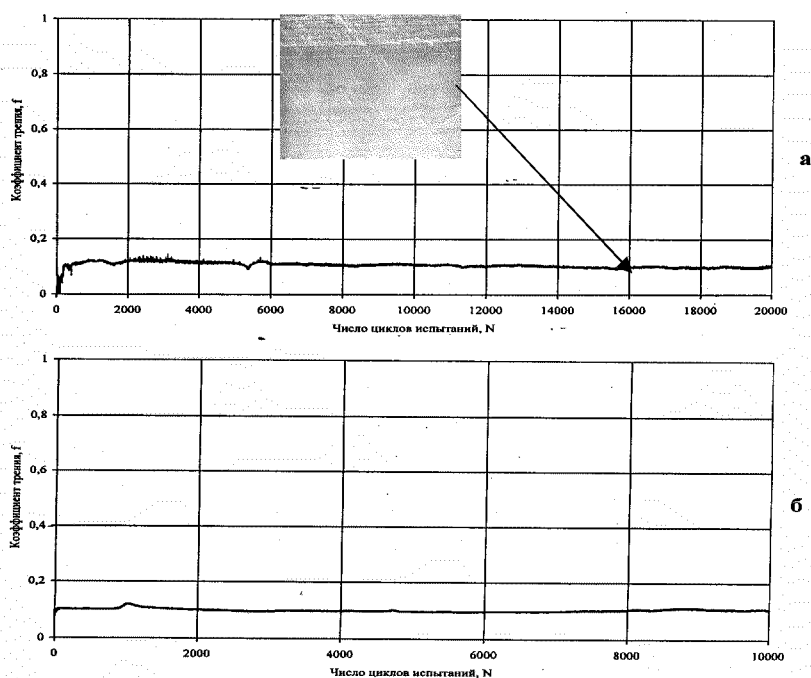


Рисунок 2 - Изменение коэффициента трения в процессе испытаний при давлении 20 МПа отожженной стали 45 твердостью HB 250-270 (а) и закаленной стали 45 твердостью HRC 42-45 (б) в присутствии смазки ИТМОЛ-150Н, изготовленной по варианту 2 (контртело – закаленная сталь 60Г твердостью HRC 58-60)

В случае использования пластичной смазки с наноразмерным алмазосодержащим модификатором, изготовленной по варианту 1, после 15600 циклов

испытаний для отожженной стали 45 и после 8000 циклов для закаленной стали 45 на поверхности трения появляются следы схватывания и задира, при этом коэффициент трения резко возрастает с $f = 0,10-0,12$ до $f = 0,40-0,60$ (рис. 1). В присутствии пластичной смазки с наноразмерным алмазосодержащим модификатором, изготовленной по варианту 2, для отожженной и для закаленной стали 45 после стадии приработки поверхность трения приобретает зеркальный вид, который сохраняется на протяжении всего периода испытаний (рис. 2). Коэффициент трения для обоих случаев находится на уровне $f = 0,08-0,10$. Интенсивность изнашивания поверхностей трения в присутствии смазки, изготовленной по первому варианту, составила: для отожженной стали 45 – $I = 2,6 \cdot 10^{-9}$ и для закаленной стали 45 – $I = 4,2 \cdot 10^{-9}$, а для варианта 2 – соответственно $I = 1,8 \cdot 10^{-10}$ и $I = 1,3 \cdot 10^{-10}$.

Влияние количественного содержания наноразмерной алмазосодержащей добавки устанавливалось в процессе исследования противозадириных свойств и коллоидной стабильности модифицированной пластичной комплексной литиевой смазки ИТМОЛ-150Н, изготовленной по технологическому варианту 2. Для испытаний использовались 6 составов смазочного материала с различным содержанием наноразмерной добавки и одинаковым массовым содержанием остальных компонентов. Результаты испытаний представлены в таблице 1.

Таблица 1- Противозадириные свойства и коллоидная стабильность смазок

Содержание наноразмерной добавки мас. %	Нагрузка заедания, Н	Нагрузка сваривания, Н	Коллоидная стабильность, %
-	784	1568	12
0,3	784	1744	7
0,4	872	2195	5
0,5	872	2450	5
0,7	696	2450	2
1,0	617	2195	1

Из приведенных данных следует, что оптимальным, с точки зрения противоизносных свойств и коллоидной стабильности смазочной композиции, является содержание в ней наноразмерной алмазосодержащей добавки в количестве 0,4-0,5 мас. %.

Объяснение данных по триботехническим и объемно-механическим свойствам модифицированных пластичных смазок, полученных по различным технологическим вариантам, может быть дано на основе результатов исследования структуры их дисперсной фазы. Эти результаты показывают, что введенные частицы наноалмазов выступают в качестве центров структурообразования дисперсной фазы. Начало процесса комплексообразования происходит на поверхности частиц наноалмазов, что приводит к повышению структурированности дисперсной фазы, увеличению загущающей способности комплексных литиевых солей и образованию разветвленного структурного каркаса, состоящего из более коротких волокон длиной 5-10 мкм, имеющих большее количество переплетений (рис.3). Это обеспечивает повышение его маслоудерживающей способности, а также приводит к увеличению прочности граничного слоя смазочного материала в зоне трения. При этом прочные частицы наноалмазов имплантируются в дисперсную фазу, а не остаются в дисперсионной среде смазочной композиции, что, во-первых, повышает механическую и термическую стабильность смазки, а во-вторых, предотвращает агломерацию частиц наноалмазов, увеличивая коллоидную стабильность смазочного материала.

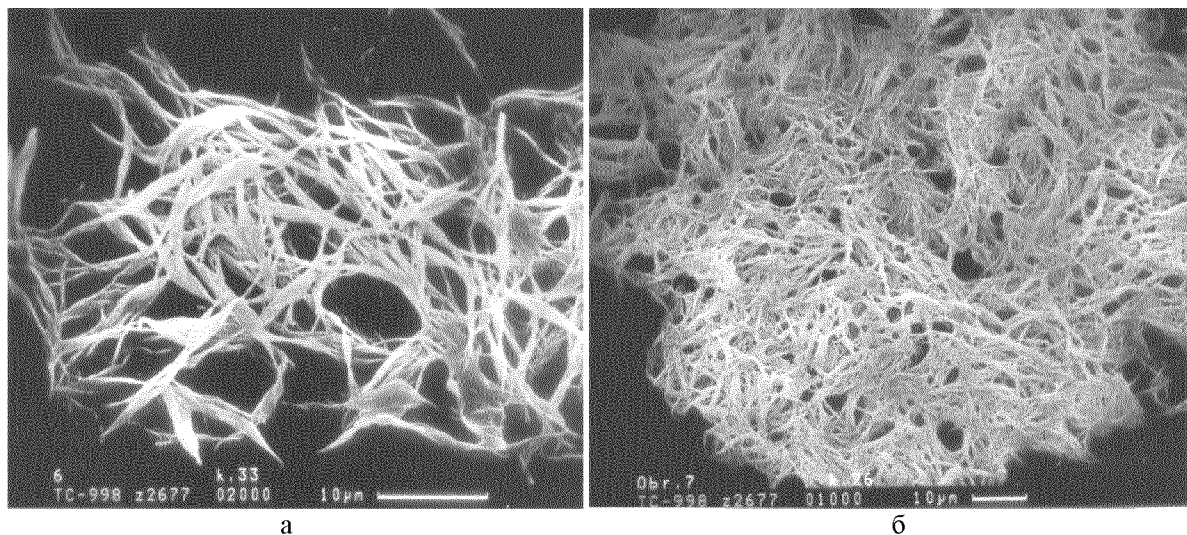


Рисунок 3 - Структура дисперсной фазы комплексной литиевой смазки ИТМОЛ-150Н, изготовленной по технологическому варианту 1 (а) и 2 (б)

В процессе трибозаимодействия незакрепленные в структурном каркасе смазки частицы наноалмазов (технологический вариант 1) за счет высокой поверхностной энергии коагулируют с образованием относительно крупных конгломератов размером до 0,4-0,5 мкм, обладающих абразивными свойствами, которые, попадая в зону трения, инициируют процессы катастрофического изнашивания поверхности трения. Крупные твердые конгломераты, образующиеся при трении в присутствии смазки, изготовленной по варианту 1, шаржируя поверхность трения, выступают в качестве источника зарождения усталостных трещин и снижают износостойкость поверхности [10], что особенно наглядно проявляется для случая закаленной стали 45, имеющей низкую трещиностойкость. Это обуславливает относительно низкий ресурс смазочного материала, изготовленного по варианту 1.

При использовании смазки с наноразмерными алмазосодержащими добавками, изготовленной по технологическому варианту 2, явления коагуляции алмазных частиц не происходит, а разветвленная дисперсная фаза смазки обеспечивает высокую несущую способность смазочного слоя. Наряду с этим, при повышенных удельных нагрузках закрепленные в структурном каркасе наноразмерные частицы алмаза способны модифицировать поверхности трения за счет процессов интенсивного пластического деформирования, создавая в поверхностных слоях наноразмерные ячеистые структуры, обладающие высокой износостойкостью [9].

Разработанная смазка ИТМОЛ-150Н, изготавливаемая по технологическому варианту 2, нашла применение в тяжелонагруженных узлах трения сельхозмашин, в частности, в шарнирных сопряжениях механизма копирования жаток зерноуборочных комбайнов КЗС-7, КЗС-10, КЗР-10, обеспечив повышение их быстродействия в 1,3-1,4 раза, что позволило снизить отклонения от установленной высоты среза стеблей с 21 до 12 % и уменьшить потери зерна за жаткой с 0,78 до 0,52 % [11].

Выводы. На основе проведенных исследований процессов структурообразования дисперсной фазы пластичных смазок разработан метод модифицирования смазочного материала наноразмерными алмазосодержащими добавками, предусматривающий введение модифицирующего наноразмерного компонента в дисперсионную среду (масло) до начала процесса формирования дисперсной фазы. Вводимые наноразмерные добавки, выступая в качестве центров кристаллизации, обеспечивают формирование разветвленного структурного каркаса

дисперсной фазы, что повышает ее маслоудерживающую способность, увеличивая при этом несущую способность смазочного материала и снижая интенсивность изнашивания поверхностей трения. Проведенный комплекс триботехнических испытаний свидетельствует о высоком уровне антифрикционных и противоизносных свойств разработанного смазочного материала в условиях высоких удельных нагрузок. Использование разработанной смазки в шарнирных сопряжениях механизма копирования жаток зерноуборочных комбайнов позволило повысить его быстродействие и поднять качество проведения уборочных работ.

Список литературы

1. Трение, износ, смазка (трибология, и триботехника) / А.В. Чичинадзе, Э.М. Берлингер, Э.Д. Браун и др. ; Под общ. Ред. А.В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 2003. – 576 с.
2. Витязь, П.А. // Триботехнические свойства пар трения в среде консистентной смазки, модифицированной ультрадисперсными алмазами / П.А. Витязь, В.И. Жорник, В.А. Кукареко, Л.П. Пилиневич, Г.А. Шеко // Порошковая металлургия (Минск). – 2001. – № 24. – С.34-39.
3. Долматов, В.Ю. Ультрадисперсные алмазы детонационного синтеза. Получение, свойства, применение. – С-Пб.: Изд-во СПбГПУ, 2003. – 344 с.
4. Чекан, В.А. Препарирование пластичных смазок для исследования их структурного каркаса методом сканирующей электронной микроскопии / В.А. Чекан, Л.В. Маркова, Т.И. Пинчук, А.В. Ивахник // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 2005. № 8. – С. 36 – 38.
5. Смазочная композиция для тяжело нагруженных узлов: патент 5906 Респ. Беларусь, МПК С 10М 169/04 / П.А. Витязь, В.И. Жорник, В.А. Верещагин, Н.Е. Гильнич; заявитель ОИМ НАН Беларуси. – № а 20000276; заявл. 27.03.2000; опубл. 30.03.2004 // Афіцыйны інтэлектуал. уласнасці. – 2004. – № 3.
6. Антифрикционная смазка для абразивной обработки материалов: патент 2030449 РФ, МПК С 10М 125/02 / А.И. Баранов, И.И. Брост, П.М. Брыляков и др.; заявитель НПО «Алтай». №2004931340; заявл. 26.04.91; опубл. 10.03.1995, бюл. №7.
7. Люты, М. Методология создания смазочных материалов с наномодификаторами / М. Люты, Г.А. Костюкович, А.А. Скаскевич, В.А. Струк, О.В. Холодилов // Трение и износ, 2002. – Т.23, №4. – С.411– 424.
8. Жорник, В.И. Влияние наноразмерных углеродных добавок на структуру пластичных смазок и износостойкость поверхностей трения / В.И. Жорник, А.В. Ивахник. // Углеродные наноструктуры // Сб. науч. тр. - Мн.: ИТМО им. А.В. Лыкова НАН Беларуси, 2006. – С.81-87.
9. Витязь, П.А. Формирование износостойких поверхностных структур и механизм фрикционного разрушения при трении в среде смазочного материала, модифицированного ультрадисперсными алмазографитовыми добавками. Ч.1. Триботехнические свойства / П.А. Витязь, В.И. Жорник, В.А. Кукареко, А.И. Камко // Трение и износ. – 2006. – Т. 27, № 1. – С. 61-68.
10. Витязь, П.А. Формирование износостойких поверхностных структур и механизм фрикционного разрушения при трении в среде смазочного материала, модифицированного ультрадисперсными алмазографитовыми добавками. Ч.2. Модель разрушения / П.А. Витязь, В.И. Жорник, В.А. Кукареко, А.И. Камко // Трение и износ. – 2006. – Т. 27, № 2. – С. 196-200.
11. Камко, А.И. Повышение качества систем копирования рельефа поля жатки зерноуборочного комбайна / А.И. Камко // Сельскохозяйственные машины для уборки зерновых культур, кормов и корнеклубнеплодов. Состояние, тенденции и направления развития: материалы Междунар. науч.-практ. конф., Гомель, 22-23 марта 2007 г. / М-во пром. Респ. Беларусь, РКУП «ГСКБ по зерноуборочной и кормоуборочной технике»; отв. за выпуск В.А. Смуругов. – Гомель: РКУП «ГСКБ по зерноуборочной и кормоуборочной технике», 2007. – С. 220-226.

В. Жорник, А. Камко

Пластична змазка з нанорозмірними компонентами для важко навантажених вузлів тертя сільськогосподарських машин

Розроблене пластичне мастило для важконавантажених вузлів тертя, модифіковане нанорозмірною алмазовмісною добавкою. Нанорозмірний модифікатор забезпечує формування

розгалуженого структурного каркасу дисперсної фази, що підвищує несучу здатність мастильного матеріалу і знижує інтенсивність зношування поверхонь тертя.

V. Zhornik, A. Kamko

Grease with nanoscale components for heavy-duty friction units of agricultural machinery

The grease for heavy load friction units modified by nanosized diamond containing additive is developed. The nanosized modifier ensures a formation of branched structural skeleton of dispersed phase, which increases the load capacity of lubricating layer and reduces wear of friction surfaces.

Одержано 01.09.09

О.М. Васильковський, доц., канд. техн. наук, В.І. Гуцул, доц., канд.техн. наук,
Д.С. Савченко, асп.

Кіровоградський національний технічний університет

Обґрунтування геометричних параметрів дискового очисника лап парових культиваторів

Стаття присвячена теоретичним дослідженням дискового очисника стояків лап парових культиваторів. В статті представлено результати аналізу роботи класичного вирізного диску на основі яких запропоновано підвищити ефективність роботи дискового очисника встановленням захоплювальних пальців. Крім того, описані основні геометричні параметри запропонованого очисника та розглянуто умови захвату стебел захоплювальними пальцями. Наведено оцінку кута защемлення між робочими органами очисника у момент дотику до стебла.

дисковий очисник, ніж, культиватор, грабельний ефект, захоплювальні пальці

Отримання високих врожаїв сільськогосподарських культур передбачає складну та послідовну роботу цілого комплексу машин та агрегатів. Одним з найважливіших етапів цієї роботи є підготовка поля до сівби. Ускладнює роботу той факт, що в останні роки все частіше запозичується зарубіжна техніка, при цьому відповідних змін до базової технології вирощування с/г культур не вноситься, в результаті чого господарства перед посівом, стикаються з проблемою залишених не подрібненими стеблами культури – попередника.

В результаті під час підготовки поля до посіву високопродуктивними безпліцевими агрегатами виникає не тільки налипання ґрунту на робочі знаряддя, а й явище «грабельного ефекту», що полягає в накопиченні рослинних решток, особливо грубостеблових культур, внаслідок перевищення їх довжини відносно відстані між стояками робочих органів культиваторів. Грабельний ефект призводить до зниження продуктивності агрегатів та зростанню витрат палива за рахунок збільшення кількості зупинок на очищення робочих органів від забивань [1, 2, 3].

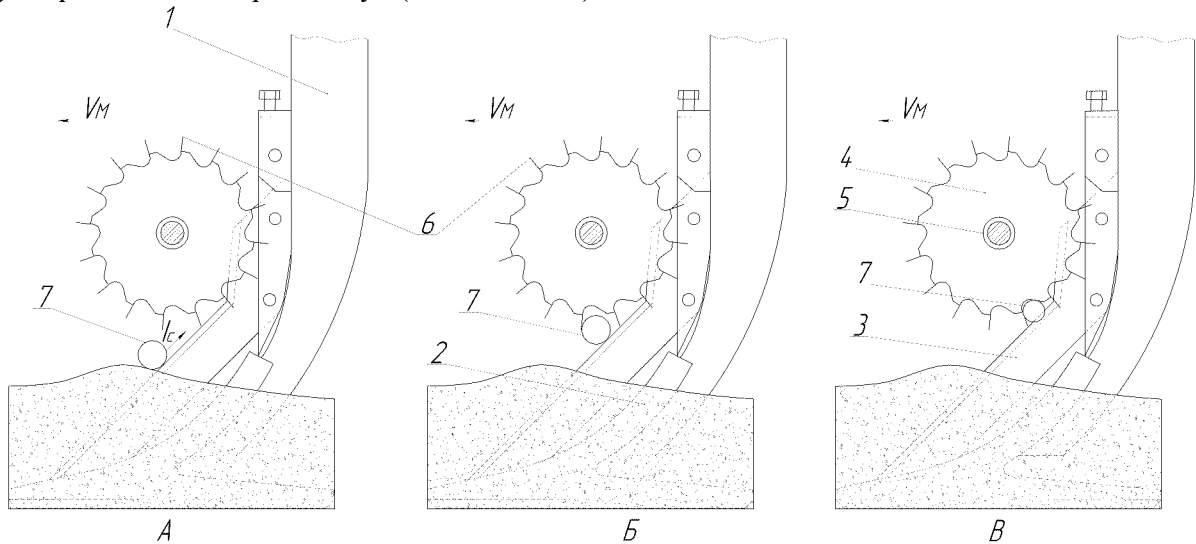
На кафедрі СГМ для вирішення цієї актуальної проблеми запропоновано застосовувати активні робочі органи - дискові очисники, які встановлюються на стояках лап культиваторів [4].

Аналізуючи роботу запропонованого дискового очисника зазначимо, що для класичного суцільного диску процеси захвату стебла та його розрізання відбуваються практично одночасно. При сприятливому положенні стебла в момент його контакту з диском відбувається надійний захват і перерізання. У несприятливому випадку, під дією існуючих сил (сил тертя, реакції леза і диска, сил, що виникають під час розрізання) стебло може зупинити свій рух і піддаватися механічному деформуванню з боку зубців диска, розрізатися частково і т. і.

З метою відокремлення процесу захвату стебла диском від процесу його розрізання необхідно доповнити вирізні диски захоплювальними пальцями. Весь процес у даному випадку можна умовно розділити на три етапи: на першому - стебло рухається по лезу ножа під напором ґрунту та дією інерційних сил (рис. 1а); на другому -стебло захоплюється пальцями і рухається під їх дією (рис. 1б); на третьому етапі відбувається перерізання стебла (рис. 1в).

Для опису параметрів диска з пальцями використаємо наступні геометричні позначення (рис. 2): $OA = OD = R$ – радіус твірної диска без пальців; $AB = l$ - довжина

пальця; $BC = h$ – різниця між радіусом кола, яке описують кінці пальців та радіусом R ; $OF = R_1$ – відстань від центру диска до леза; α – кут між радіусом, проведеним до кінця пальця і самим пальцем; ψ – гострий кут між пальцем й прямою, на якій лежить радіус, що проведений до початку пальця (рис. 2). Для визначення останнього кута робимо припущення, що у той момент, коли палець досягає верхньої границі леза, він утворював з нею прямий кут ($\angle ABF = 90^\circ$).



(А – рух стебла під напором ґрунту та дією інерційних сил; Б – захоплення стебла пальцями; В – перерізання стебла.)

1 – стояк, 2 – лапа, 3 – плоский ніж, 4 – вирізний диск, 5 – вал, 6 – пальці, 7 – стебло, 8 – ґрунт

Рисунок 1 - Схема роботи дискового очисника з захоплюючими пальцями

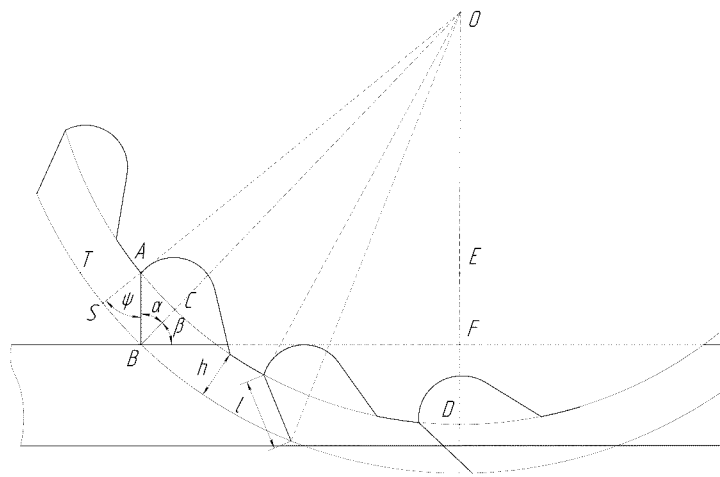


Рисунок. 2 - Схема визначення геометричних параметрів дискового очисника з пальцями

Тоді, вказані параметри будуть пов'язані між собою наступними співвідношеннями:

$$l = R_1 - \sqrt{R^2 + R_1^2 - (R + h)^2}. \quad (1)$$

$$\alpha = \arccos \frac{R_1}{R + h}. \quad (2)$$

$$\psi = \arccos \frac{\sqrt{R^2 + R_1^2 - (R + h)^2}}{R}. \quad (3)$$

Для визначення умов захвату стебла дисковим очисником виділимо два характерних положення стебла на початку його взаємодії з пальцем диска. Перше положення (рис. 3а): стебло тільки торкається до кінчика пальця. Деформація стебла є пружною, реакція N_1 на стебло з боку пальця спрямована по радіусу до його центра. Очевидно, що у такому положенні стебло не захоплюється.

Відстань l_1 від центра стебла до вертикальної осі диска у цьому випадку визначається за формулою:

$$l_1 = \sqrt{(R + h + r)^2 - (R_1 - r)^2}, \quad (4)$$

де r – радіус стебла.

Розглянемо друге характерне положення (рис. 3б): більша частина стебла (його перерізу) попадає в зону, що покривається пальцями при обертанні диска. Реакція N_1 на стебло з боку пальця визначається напрямом лінійної швидкості, тобто вона спрямована по дотичній до кола яке описує кінець пальця. Для повної визначеності розглянемо таке положення стебла, при якому пряма дії реакції N_1 проходить через його центр (для стебла, яке знаходиться далі за рухом, вказана пряма проходить нижче його центра). Очевидно, що у цьому випадку стебло обов'язково захоплюється пальцем диска.

Відстань l_2 від точки дотику стебла і леза до вертикальної осі диска обчислюється за формулою:

$$l_2 = \sqrt{(R + h)^2 + r^2 - (R_1 - r)^2}. \quad (5)$$

Введемо позначення:

$$\delta = l_1 - l_2 \quad (6)$$

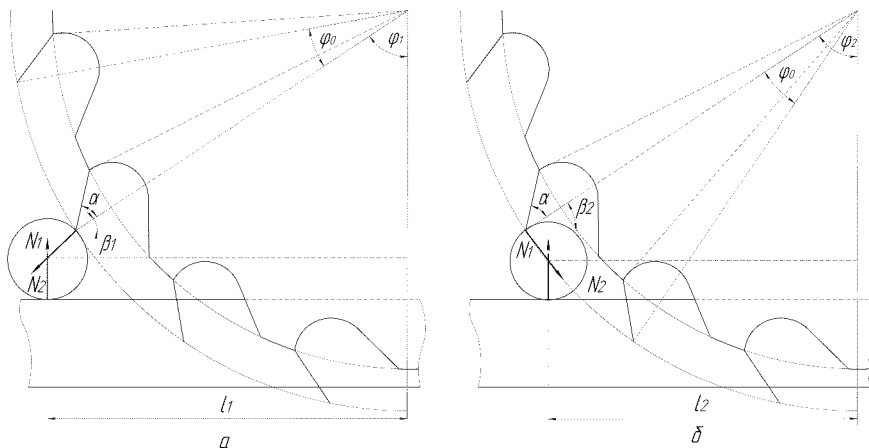


Рисунок 3 - Схема сил, що діють під час захвату стебла пальцями дискового очисника

Якщо до одного з пальців стебло тільки доторкнулося, а до контакту з наступним пройшло відстань не меншу за δ , то воно гарантовано захоплюється

останнім. Якщо ж вказана пройдена відстань менша за δ , то стебло попадає в проміжне становище, в якому ймовірність його захвату пальцем диска близька до нуля.

Для оцінки кута защемлення позначимо через γ кут між лезом та пальцем у момент дотику пальця до стебла. З метою аналізу можливості виникнення ефекту «ножниць» на стадії захвату стебла пальцем диска та визначити умови уникнення цього ефекту, визначимо межі, в яких цей кут може змінюватися.

В роботі [5] стверджується, що стебло почне перерізатися при умові:

$$\gamma < \varphi_1 + \varphi_2, \quad (7)$$

де φ_1, φ_2 – кути тертя пальця і леза.

Кут γ являє собою суму (рис. 4):

$$\gamma = \alpha + \beta, \quad (8)$$

де α – кут, який визначається за формулою (2) (він є сталою величиною для даного диска);

β – кут між лезом і радіусом, який проходить через кінець пальця (він є змінною величиною).

Визначимо мінімальне значення кута β за формулою (рис. 5):

$$\beta_{\min} = \arcsin \frac{R_1 - 2r}{R + h}. \quad (9)$$

Отже, значення кута γ має знаходитись в межах:

$$\gamma \geq \alpha + \beta_{\min}, \quad (10)$$

де кути α, β_{\min} , обчислюється за формулами (2) і (9) відповідно.

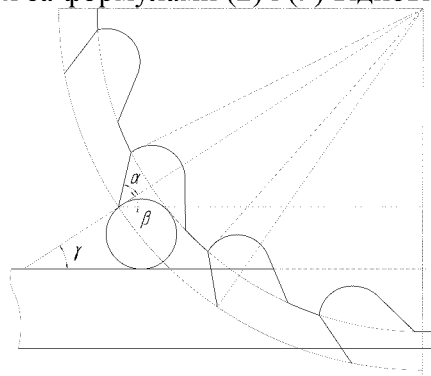


Рисунок 4 – Схема до визначення кута γ в момент захвату стебла

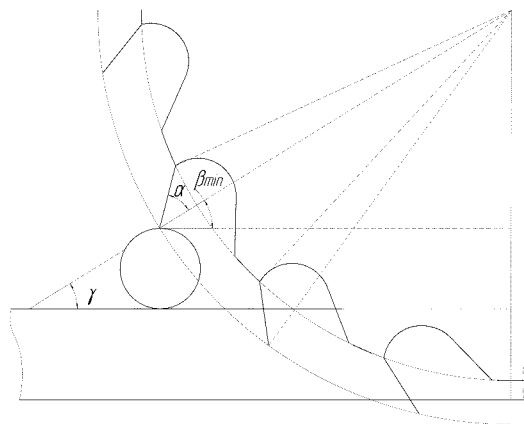


Рисунок 5 - Схема до визначення мінімального значення кута β

Для того, щоб під час захвату стебла не почався процес його перерізання, необхідно, щоб кут γ був більшим за суму кутів тертя $\varphi_1 + \varphi_2$. Враховуючи (10), остання умова гарантовано виконується у випадку $\alpha + \beta_{\min} > \varphi_1 + \varphi_2$. Таким чином для виключення передчасного початку процесу розрізання стебла необхідно, щоб виконувалася умова

$$\arccos \frac{R_1}{R+h} + \arcsin \frac{R_1 - 2r}{R+h} > \varphi_1 + \varphi_2. \quad (11)$$

З метою забезпечення вказаної умови і збільшення значення кута γ пальці повинні кріпитися на диску під кутом ψ (формула (3)) відносно радіального напрямку.

Визначені параметри запропонованого очисника стояків лап культиваторів дозволять відокремити процес захоплення стебел від процесу його перерізання, що сприятиме підвищенню якості роботи і дозволить уникати грабельного ефекту.

Список літератури

1. Таранин В.И. Результаты исследования культиватора к трактору класса 8 // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 1986. - №1. - С. 31-32.
2. Рябцев Г., Стогла Н. Показатели работы культиватора с упругой подвеской лап // Техника в сельском хозяйстве. - 1971 - №7. - С. 81-82.
3. Инаскян С.А. Новые почвообрабатывающие машины // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 1998. - №11. - С. 12-14.
4. Патент України 55750А, М. Кл. А01В33/00. Грунторозпушувальний робочий орган / Сисолін П.В., Сало В.М., Сисоліна І.П., КНТУ.
5. Морозов І.В. Основи теорії сільськогосподарських машин // Учебный посібник для сільськогосподарських ВУЗів. - Х.: Оригінал, 1992 - С. 92-93.

А. Васильковский, В. Гуцул, Д. Савченко

Обоснование геометрических параметров дискового очистителя лап паровых культиваторов

Статья посвящена теоретическим исследованиям дискового очистителя стояков лап паровых культиваторов. В статье представлены результаты анализа работы классического вырезного диска на основе которых предложено увеличить эффективность работы дискового очистителя установкой захватывающих пальцев. Кроме того, описаны основные геометрические параметры предложенного

очистителя и рассмотрены условия захвата стеблей захватывающими пальцами. Приведена оценка угла защемления между рабочими органами очистителя в момент прикосновения к стеблю.

A. Vasil'kovskiy, V. Guzul, D. Savchenko

Ground of geometrical parameters disk purifier of paws steam cultivators

The article is devoted theoretical research of disk purifier of chimneys of paws of steam cultivators. In the article the results of analysis of work are presented classic carved a disk on the basis of which it is suggested to promote efficiency of work of disk purifier establishment of fascinating fingers. In addition, the basic geometrical parameters of the offered purifier are described and the terms of delight of stems are considered by fingers. The estimation of corner of jamming between the workings organs of purifier is resulted in the moment of touch to the stem.

Одержано 05.09.09

УДК 631.362

М.І. Васильковський, доц., канд. техн. наук, О.М. Васильковський, доц., канд. техн. наук, С.М. Лещенко, асистент, Д.І. Петренко, інженер
Кіровоградський національний технічний університет

Попередні дослідження альтернативних джерел створення повітряного потоку в пневмоінерційних зерноочисних машинах

В статті проведено огляд та аналіз джерел повітряного потоку, які працюють в схемах ЗОМ загального призначення, відмічені їх основні переваги та недоліки, окреслені напрямками подальшого вдосконалення. Запропоновано використання лопатевого ротора, як багатофункціонального робочого органу, який, крім функції створення повітряного потоку, пересуває зерно по підсівному решеті та вивантажує його із машини. Визначені основні конструктивні особливості запропонованого робочого органу та приведені елементи розрахунку деяких параметрів ротора. Представлені результати попередніх досліджень запропонованого робочого органу при створенні ним повітряного потоку.
зерноочисна машина (ЗОМ), пневмосепарація, вентилятор, лопатевий ротор, пневмосепаруючі канали (ПСК), багатофункціональний робочий орган

Виділення із основного зерна та насіння легких домішок відбувається в повітряних системах ЗОМ. При цьому робочим середовищем є повітряний потік, відповідна швидкість якого дозволяє проводити процес пневмосепарації за рахунок різниці аеродинамічних властивостей культури, що очищається та домішок. В більшості існуючих ЗОМ джерелом повітряного потоку є вентилятори, серед яких найбільш поширеними є відцентрові, осьові, діаметральні та вихрові [1, 2, 3, 4].

Осьові вентилятори [1] бувають одно-, дво- та багатоступеневими і можуть виготовлятися як правого, так і лівого обертання. Теорія лопаті осьового вентилятора адекватна теорії крила літака. Під дією набігаючого потоку на крило будуть діяти підйомна сила та сила лобового опору, а отже при обертанні робочого колеса вентилятора підйомна сила буде створювати тягову силу потоку повітря. Осьові вентилятори мають досить високий ККД (80-84%) та мають значний інтервал швидкохідності. Слід відмітити, що у зв'язку із значною нерівномірністю повітряного потоку, осьові вентилятори у пневмосистемах ЗОМ майже не використовуються.

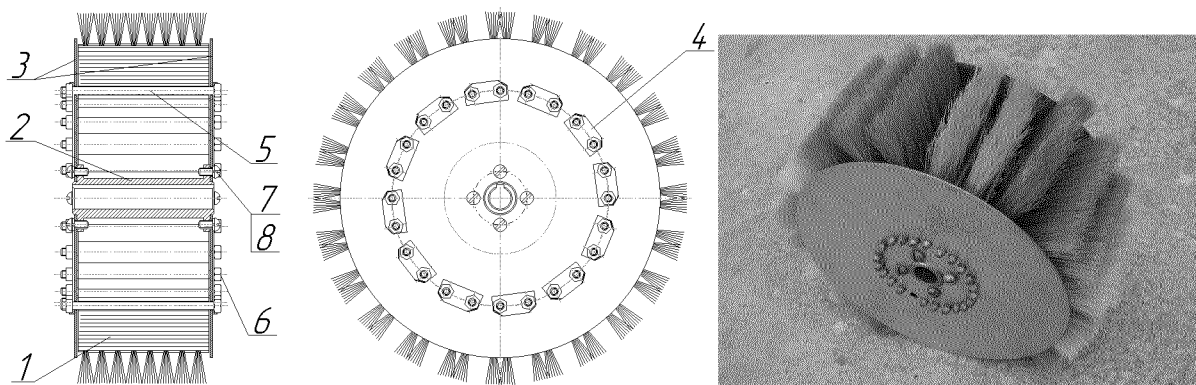
Діаметральні вентилятори [2, 3] складаються з робочого колеса, на якому розміщені похилі лопаті, яке встановлено в коліноподібному кожусі. Іноді в центральній частині таких вентиляторів розміщують спеціальний направляючий апарат, який сприяє правильній організації вхідного потоку повітря. При обертанні колеса навколо нього утворюється ексцентричне вихрове поле, а у зовнішній половині кругової решітки виникає розрідження, що і обумовлює потік повітря в поперечному (діаметральному) напрямку. Діаметральні вентилятори здатні забезпечити більш рівномірне поле швидкостей, але мають невисоку економічність, підвищений рівень шуму і відрізняються нестійкою роботою. Все-ж при раціональному виборі конфігурації кожуха і направляючого апарата, що забезпечують створення центру вихру поряд (поблизу) вхідних кромek лопатей, можна значно покращити якісні показники роботи таких повітродувних систем.

Найбільшого використання в сільськогосподарському машинобудуванні, в тому числі і в системах очищення зерна повітряним потоком, набули відцентрові вентилятори [2, 4]. Такі вентилятори бувають як із одностороннім, так і двостороннім підводом повітря, а робочий процес перебігає наступним чином: повітря, яке потрапляє у міжлопатевий простір, закручується при силовій взаємодії з робочим колесом, при цьому виникає відцентрова сила, яка направлена по радіусу від внутрішнього кола колеса до зовнішнього, а форма корпусу забезпечує збір повітря і його нагнітання через патрубок у мережу. У сучасних відцентрових вентиляторів ККД коливається від 48 до 70% (у окремих випадках при вдалому конструктивному виконанні 85-90%). Слід відмітити, що відцентрові вентилятори здатні створити найбільш рівномірну структуру повітряного потоку, зручно компонуються при роботі замкнених повітряних систем, хоч і мають значні габаритні розміри та значну шумність роботи.

У вихрових вентиляторах [4] відбувається перемішування повітряного середовища під впливом лопатей, що рухаються. Вони використовуються для створення значного тиску у мережі при малих подачах. Такі вентилятори відрізняються майже безшумною роботою.

Більшість світових досліджень джерел повітряного потоку направлена саме на вивчення зазначених вентиляторів, та роботу пневмосистем від централізованих пневмомагістралей. Поряд з цим виникла необхідність створення універсального багатофункціонального робочого органу, який і дозволяє створити нову серію пневмоінерційних ЗОМ [5, 6]. Проведені теоретичні та експериментальні дослідження [6, 7, 8] доводять їх високу ефективність роботи при зниженій енергоємності.

Джерелом повітряного потоку у пневмоінерційних ЗОМ є лопатевий ротор, загальний вигляд якого наведено на рис.1. Лопатевий ротор в такій схемі роботи [6] призначений для спрямування зернового матеріалу на пруткову решітку тонким шаром (товщиною в одне зерно), очищення каналів останнього від застряглих в них часток, інерційного відвантаження очищеного зерна з машини та створення повітряного потоку, який спрямовується до ПСК. Він складається із маточини 2, на якій закріплено два диски 3 з отворами. Між дисками 3 знаходяться щітки 1, які закріплюються на осях 5, що в свою чергу вставлені в отвори дисків 3. Відносно дисків вісі фіксуються гайками 6 та пластинами-фіксаторами 4. Встановлюватись лопатевий ротор може як безпосередньо на вал електродвигуна (пневмоінерційні машини низької продуктивності 1 – 3 т/год), так і на привідний вал із закріпленням на ньому шківом (машини продуктивністю 5–10 т/год).



1 – еластична щітка з кронштейном; 2 – маточина; 3 – диск; 4 – пластина-фіксатор; 5 – вісь;
6 – гайка; 7 – гвинт; 8 – шайба

Рисунок 1 – Лопатевий ротор

Виходячи з теорії барабана масу повітря, що витискається планками ротора за секунду, можна знайти із співвідношення:

$$m_{\Pi} = \gamma_{\Pi} \cdot S_{\Pi} \cdot i \cdot V_{\Pi}, \quad (1)$$

де γ_{Π} – щільність повітря, кг/м³;

S_{Π} – лобова площа однієї планки, м²;

i – кількість планок ротора, шт;

V_{Π} – лінійна швидкість центру лобової площини, м/с.

В свою чергу лобову площу однієї планки лопатевого ротора можна виразити як

$$S_{\Pi} = a \cdot b, \quad (2)$$

де a , b – відповідно довжина та висота робочої частини щітки лопатевого ротора, м.

Для визначення лінійної швидкості центру лобової площини скористаємося залежністю

$$V_{\Pi} = \omega_p \cdot r_{\Pi} = \frac{\pi \cdot n_p}{60} \cdot \left(D_p - \frac{b}{2} \right), \quad (3)$$

де ω_p – кутова швидкість обертання ротора, рад/с $\omega_p = \frac{\pi \cdot n_p}{30}$;

r_{Π} – радіус лобової площини щітки лопатевого ротора, м $r_{\Pi} = \frac{D_p}{2} - \frac{b}{2} = \frac{1}{2} \cdot \left(D_p - \frac{b}{2} \right)$.

Підставивши залежності (2) та (3) в рівність (1) отримаємо:

$$m_{\Pi} = \gamma_{\Pi} \cdot a \cdot b \cdot i \cdot \frac{\pi \cdot n_p}{60} \cdot \left(D_p - \frac{b}{2} \right). \quad (4)$$

Отримане рівняння (4) дозволяє, знаючи вихідні параметри лопатевого ротора, а саме розміри робочої поверхні щіток, їх кількість, діаметр та частоту обертання ротора, визначити масу повітря, яка буде ним витіснятися.

Для знаходження швидкості повітряного потоку, яку буде створювати ротор, слід визначити показник його кінематичного режиму

$$k = \frac{\omega_p^2 \cdot R_p}{g}, \quad (5)$$

де R_p – радіус лопатевого ротора, м.

Витісненому повітрю ротор надає швидкість $V_{нов}$, яка пропорційна швидкості центру лобової площини V_{Π} :

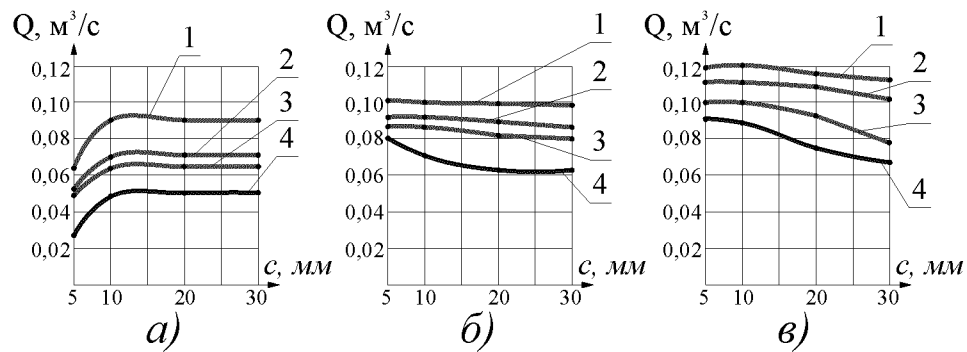
$$V_{нов} = \varepsilon \cdot V_{\Pi} = \varepsilon \cdot \frac{\pi \cdot n_p}{60} \cdot \left(D_p - \frac{b}{2} \right), \quad (6)$$

де ε – коефіцієнт пропорційності, який залежить від показника кінематичного режиму ротора та кількості лопатей. Експериментально встановлено, що для $i = 24$ та $k = 262,5$ – $\varepsilon = 0,58$.

Під час проведення попередніх експериментальних досліджень визначали вплив конструктивних параметрів та режимів роботи лопатевого ротора, як джерела створення повітряного потоку. При цьому визначали вплив відстані від ротора до

кожуха та вплив кута обхвату кожуха на продуктивність повітродувної системи. Крім цього, визначили аеродинамічну характеристику лопатевого ротора.

Результати проведених досліджень представлені на рис. 2, 3, 4.



а) кут обхвату кожухом робочої зони ротора $\alpha=90^\circ$; б) кут обхвату кожухом робочої зони ротора $\alpha=180^\circ$;

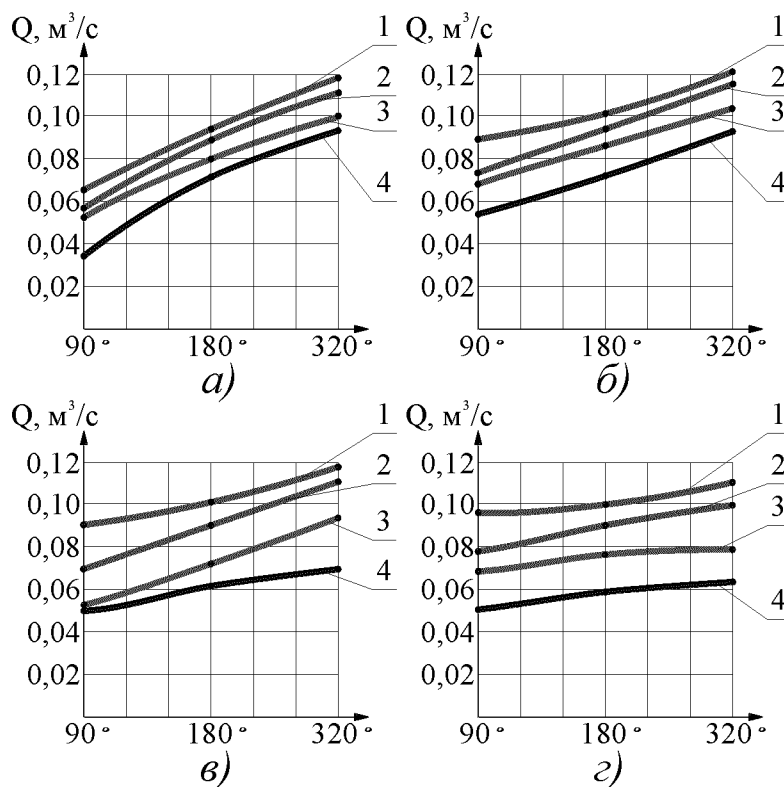
в) кут обхвату кожухом робочої зони ротора $\alpha=320^\circ$

1 – при площі вихідного отвору лопатевого ротора $S=6000 \text{ мм}^2$; 2 – при площі вихідного отвору лопатевого ротора $S=4500 \text{ мм}^2$; 3 – при площі вихідного отвору лопатевого ротора $S=3000 \text{ мм}^2$; 4 – при площі вихідного отвору вентилятора $S=1500 \text{ мм}^2$

Рисунок 2 – Графіки залежності продуктивності ротора від відстані до кожуха

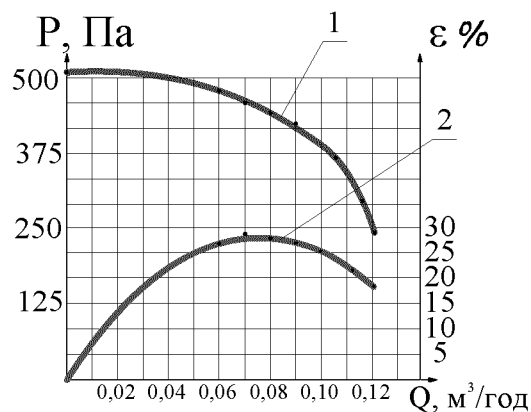
Проаналізувавши графіки впливу зазору між ротором і його кожухом (рис.2) можна відмітити, що поступове збільшення зазору призводить до помірному зниженню продуктивності. Така тенденція спостерігається при будь-якому куті обхвату робочої зони та вихідного отвору ротора. Стабільної продуктивності роботи ротора, незалежно від вихідних конструктивних особливостей, вдається досягти при зазорі близько 10 мм.

Аналізуючи вплив кута обхвату кожухом ротора на продуктивність (рис. 3) очевидно, що його збільшення призводить до підвищення продуктивності при будь-якому зазорі та площі вихідного отвору. Та цей параметр не завжди вдається забезпечити максимальним. Конструктивно, для роботи інерційно-пневматичного сепаратора [6], кут обхвату не може перевищувати 320° .



а) зазор між ротором та кожухом $c=5$ мм; б) зазор між ротором та кожухом $c=10$ мм; в) зазор між ротором та кожухом $c=20$ мм; з) зазор між ротором та кожухом $c=30$ мм;
 1 – при площі вихідного отвору лопатевого ротора $S=6000$ мм^2 ; 2 – при площі вихідного отвору лопатевого ротора $S=4500$ мм^2 ; 3 – при площі вихідного отвору лопатевого ротора $S=3000$ мм^2 ; 4 – при площі вихідного отвору лопатевого ротора $S=1500$ мм^2

Рисунок 3 – Графіки залежності продуктивності ротора від кута обхвату кожухом робочої зони



1 – повний тиск; 2 – коефіцієнт корисної дії

Рисунок 4 – Аеродинамічна характеристика лопатевого ротора

Результати експериментального визначення аеродинамічної характеристики лопатевого ротора (рис. 4) дозволяють відмітити відносно низький коефіцієнт корисної дії запропонованого робочого органу (не перевищує 30%) у порівнянні з аналогічними параметрами існуючих вентиляторів. Але в цьому випадку проводили оцінку ротора

лише як джерела повітряного потоку, при цьому не враховували ще ряд функцій, які він виконує, а саме: пересуває зерно по підсівному решету та вивантажує його з машини.

Зважаючи на фізико-механічні властивості зернового матеріалу, приведені вище операції неможливо виконувати жорсткими лопатями існуючих вентиляторів, оскільки це призведе до пошкодження зерна, а тому використання лопатевого ротора у повітряно-інерційних зерноочисних машинах є їх невід'ємною функціональною та конструктивною особливістю.

Висновки

1. Джерелом повітряного потоку у більшості існуючих ЗОМ служать відцентрові, діаметральні, осьові та вихрові вентилятори, при цьому, вибираючи раціональні параметри їх роботи, вдається досягти високого ККД (70-80%) і відносно рівномірної структури повітряного потоку.

2. Невід'ємним елементом повітряно-інерційних ЗОМ є багатфункціональний робочий орган – лопатевий ротор, який створює повітряний потік, пересуває очищений матеріал по підсівному решету та за рахунок сил інерції вивантажує останній із машини. Визначити масу повітря, яка витісняється планками ротора можна виходячи з теорії барабану, а використовуючи показник кінематичного режиму ротора та коефіцієнту пропорційності визначити швидкість повітряного потоку, яку він створює.

3. Експериментальні дослідження дозволяють відмітити, що раціональними параметрами ротора при створенні повітряного потоку є: відстань від кожуха до щіток ротора 5 – 10 мм; чим більший кут обхвату кожухом робочої зони ротора тим вищої продуктивності роботи можна досягти. Зазначимо, що конструктивно цей кут не може перевищувати 320°, при цьому досягається продуктивність роботи 0,12 м³/с (при ширині ротора 100 мм).

4. Повний тиск, який створює лопатевий ротор, дозволяє забезпечувати необхідні робочі швидкості повітряного потоку для аеродинамічного розділення зернових сумішей, при цьому ККД ротора, як джерела повітряного потоку, не перевищує 30%.

Список літератури

1. Турбин Б.Г. Вентиляторы сельскохозяйственных машин. Теория и технологический расчет. / Турбин Б.Г. – М.: Машиностроение, 1968. – 160 с.
2. Бурков А.И. Зерноочистительные машины. Конструкция, исследование, расчет и испытание / А.И. Бурков, Н.П. Сычугов. – Киров: изд-во НИИСХ Северо-Восток, 2000. – 258 с.
3. Поляков В.В. Насосы и вентиляторы. / В.В. Поляков, Л.С. Скворцов. – М.: Стройиздат, 1990 – 335 с.
4. Срібнюк С.М. Гідравлічні та аеродинамічні машини. Основи теорії та застосування.: Навч. посібник. / Срібнюк С.М. – К.: Центр навчальної літератури, 2004 – 328 с.
5. Васильковський М.І., Гончарова С.Я., Лещенко С.М., Нестеренко О.В. Аналіз сучасного стану повітряної сепарації зерна. // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Випуск 36. – Кіровоград: КНТУ, 2006 – С. 111-114.
6. Васильковський М.І., Васильковський О.М., Лещенко С.М. Обґрунтування основних параметрів замкненої двохступеневої пневмосепаруючої системи ЗОМ // Вісник Харківського національного технічного університету ім. П. Василенка. Вип. 59 – Харків, 2007 р. – С. 177-186.
7. Васильковський М.І., Глобенко Г.О., Лещенко С.М. Дослідження повітряно-інерційної зерноочисної машини з вдосконаленим способом введення зернового матеріалу в пневмосепаруючий канал // Щоквартальний науково-виробничий журнал Одеської академії харчових технологій. Зернові продукти і комбікорми, №3, 2008 р. – С. 48-52.

8. Лещенко С.М., Васильковський О.М., Васильковський М.І., Гончаров В.В. Підвищення ефективності попереднього очищення зернових сумішей. Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Вип. 18. – Луцьк: Ред. вид. відділ ЛНТУ, 2009. – С. 230-234.

М. Васильковский, А.Васильковский, С. Лещенко, Д. Петренко

Предварительные исследования альтернативных источников создания воздушного потока в пневмоннерционных зерноочистительных машинах

В статье проведен обзор и анализ источников воздушного потока, которые работают в схемах ЗОМ общего назначения, отмечены их основные преимущества и недостатки, намечены направления последующего совершенствования. Предложено использование лопастного ротора, как многофункционального рабочего органа, который, кроме функции создания воздушного потока, перемещает зерно по подсевному решету и выгружает последнее из машины. Определены основные конструктивные особенности предложенного рабочего органа и приведены элементы расчета некоторых параметров ротора. Представлены результаты предшествующих исследований предложенного рабочего органа при создании им воздушного потока.

M. Vasil'kovskiy, A. Vasil'kovskiy, S. Leschenko, D. Petrenko

Preliminary researches of alternative sources of creation of current of air in pneumatic inertial grain cleaning machines

A review and analysis of sources of current of air, which work in the charts of grain cleaners the general setting, is conducted in the article, marked their basic advantages and failings with the outlined directions of subsequent perfection. The use of blade rotor is offered, as a multifunction working organ which except for the function of creation of current of air moves grain after a sieve and the last unloads from a machine. The basic structural features of the offered working organ are certain and the elements of calculation of some parameters of rotor are resulted. The results of previous researches of the offered working organ are presented at creation by him current of air.

Одержано 08.09.09

А.С. Лімонт, доц., канд. техн. наук

Житомирський національний агроекологічний університет

В.М. Климчук, ст. наук. спів., канд. техн. наук

Інститут сільського господарства Полісся УААН

В.О. Ломакін, ас.

Житомирський державний технологічний університет

Упаковки льонотрести як логістичні об'єкти в транспортному забезпеченні її збирання

Досліджені параметри снопів і рулонів льонотрести, що визначають вимоги до упаковок як об'єктів транспортної логістики. Опрацьована номограма зв'язку розмірів снопів льонотрести. Вивчене пошкодження трести в рулонах з урахуванням їх технологічних параметрів і товарних якостей. **льонотрести, упаковки, розміри, маса, щільність, пошкодження, транспортування, вимоги**

Постановка проблеми. Найбільш трудомісткими операціями в технологічному процесі вирощування і збирання льону-довгунця є операції, що пов'язані з виготовленням трести росяним мочінням. Значний обсяг робіт при цьому припадає на виконання навантажувально-транспортних операцій, ефективність яких визначається упаковками льонотрести. Упаковки трести на завершальному етапі комплексу польових робіт з виробництва льону-довгунця – це логістичні об'єкти в транспортному процесі перевезення льоносировини. Параметри упаковок мають відповідати вимогам щодо їх транспортування та пошкодження з урахуванням агротехнологічних нормативів. У пропонованій статті зроблена спроба з'ясувати деякі з питань оцінювання упаковок трести, що є складовими елементами проблеми механізованого виробництва льону-довгунця.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Розрізняють декілька технологічних схем піднімання трести, що реалізують відповідні технології збирання льону-довгунця. Кінцевими упаковками існуючих і опрацьовуваних технологій збирання волокнистої складової урожаю льону-довгунця переважно є снопи і рулони трести. Доведено, що для ручного навантажування снопів достатня тугість в'язання 75%, механізованого – не менше 85%, пневмотранспортування – до 90%, а при тугості 92% і вище спостерігається значне пошкодження стебел та погіршується сушіння снопів у польових умовах. Сушіння трести проходить швидше у снопах, в яких стебла розміщені віялом. Розтягнутість снопів не повинна перевищувати 1,3. Підвищені віяльність і розтягнутість снопів за недостатньої тугості утруднюють виконання вантажно-транспортних операцій та погіршують їх товарний вигляд. Снопи мають бути діаметром не менше 170 мм та з відповідним розміщенням перевесла.

Інформація про розмірно-масові показники рулонів, що їх формують прес-підбирачі вітчизняного виробництва, Росії, Білорусі, фірм Rivierre, Casalis, Houward і Dehondt наведена в [2, 3, 5] та інших джерелах. Прес-підбирачі формують рулони діаметром 0,6...1,8 м, масою 90...800 кг та щільністю 74,5...200,0 кг/м³.

Не дивлячись на багаторічний досвід використання машин для збирання льону-довгунця, що обладнані снопов'язальним апаратом і основним продуктом яких є сніп, дотепер поки що не виявлені якісні залежності між розмірними його показниками та не визначені кількості закономірності, за допомогою яких описуються зміни прийнятих

результативних ознак залежно від зміни факторіальних. Відсутність таких залежностей не дозволяє належним чином здійснити технологічні регулювання робочих органів та вибрати швидкісний режим роботи машинних агрегатів. Таке стосується і уточнення технологічних регулювань прес-підбирачів та визначення швидкості руху машинних агрегатів.

Мета дослідження полягала у вивченні розмірних показників упаковок трести у вигляді снопів і рулонів, як логістичних об'єктів в транспортному процесі збирання льоносировини. *Завдання досліджень*: 1) виявити статистичний зв'язок між розмірами снопів, що визначають їх товарний вигляд, транспортабельність та збережуваність за можливістю сушіння у польових умовах; 2) проаналізувати технологічні параметри і товарні якості рулонів трести, що забезпечують дотримання агротехнологічних вимог щодо пошкодження стебел.

Об'єкти та методика досліджень. Об'єктом дослідження були снопи зв'язані в'язальним апаратом ЛВА на підбирачі трести ПТП-1 за його використання у рядових умовах збирання льону-довгунця. Розмірні параметри снопів визначали за методикою [1] і на рівні довірчої ймовірності 0,95 та з урахуванням розмірів статистичних вибірок точність визначення діаметра снопа коливалася в межах 0,41...0,55%, тугості в'язання – 4,00...6,72%, розташування перевесла 0,89...1,31, віяльності – 2,45...3,18%, а розтягнутості снопа – не перевищувала 1,0%. За значеннями вказаних показників точності найбільш мінливими параметрами виявилися тугість в'язання і віяльність снопа, тобто ті параметри, що в найбільшій мірі визначають властивості цього виду упаковок як логістичного об'єкта.

З'ясування розмірно-масових характеристик рулонів трести здійснено з урахуванням параметрів процесу їх формування, за які прийняті секундна подача стебел та положення регулятора щільності рулонів при використанні прес-підбирачів ПР-1,2Л та ППР-110 з камерами відповідно змінного і сталого об'ємів [4]. Прес-підбирач ПР-1,2Л з камерою змінного об'єму регулювали для формування рулонів діаметром і шириною відповідно 1,1 і 1,2 м, які були б однакові у порівнянні з рулонами формування прес-підбирачем ППР-110 з камерою сталого об'єму. Визначали лінійну масу шару стебел в рулоні, його масу і щільність та пошкодження стебел в ньому. Секундну подачу $q_{\text{тр}}$ (кг/с) стебел трести в прес-підбирач визначали за формулою:

$$q_{\text{тр}} = (n_{\text{см}} \cdot m_{\text{с}} \cdot v_{\text{р}}) / 3600 = m_{\text{лс}} v_{\text{р}} / 3,6, \quad (1)$$

де $n_{\text{см}}$ – кількість стебел на 1 м стрічки трести, шт./м;

$m_{\text{с}}$ – маса 1 стебла трести льону-довгунця, г;

$v_{\text{р}}$ – робоча швидкість руху машинного агрегату у складі з прес-підбирачем, км/год;

$m_{\text{лс}}$ – маса трести на 1 м довжини стрічки, кг/м.

Обробку даних з визначення параметрів снопа та пошук і з'ясування зв'язків між ними здійснені з використанням методів кореляційно-регресійного аналізу. Будували двомірні варіаційні ряди, на їх підставі – кореляційні таблиці і визначали середньогрупові значення факторіальних ознак і відповідні їм середні зважені значення результативних. Обчислювали коефіцієнти кореляції та кореляційні відношення відповідних парних зв'язків і доходили висновку щодо їх прямолінійності чи криволінійності. Для остаточного з'ясування характеру криволінійних зв'язків здійснювали вирівнювання експериментальних даних відповідними прогностичними функціями. Визначили основні помилки вирівнювання та їх відношення до середніх арифметичних значень результативних ознак. Вирівнювання вважали задовільним, якщо розраховане відношення не перевищує 0,1. Визначившись з рівнянням регресії, розраховували його помилку з використанням середнього квадратичного значення результативної ознаки і значення кореляційного відношення (коефіцієнта кореляції)

результативної ознаки по факторіальній.

Обробку експериментальних даних результатів досліджень [4] з оцінювання впливу показників процесу формування рулонів на їхні технологічні параметри і товарні якості здійснено з використанням комп'ютерної програми «Advanced Grapher 2.08».

Результати досліджень. В таблиці наведені результати кореляційно-регресійного аналізу взаємозв'язків основних параметрів снопів льонотрести машинного в'язання. На підставі порівняння чисельних значень коефіцієнтів кореляції і кореляційних відношень відповідних парних зв'язків доходили висновку щодо визначення характеру цих взаємозалежностей.

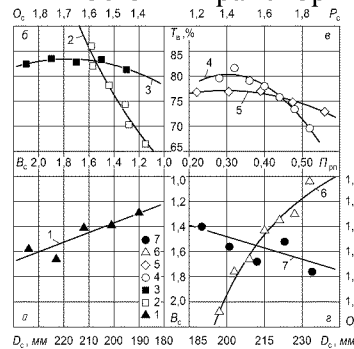
З урахуванням аналізу таблиці вели пошук відповідних прогностичних функцій, що могли б апроксимувати одержані експериментальні дані. При цьому використана і графічна інтерпретація отриманих даних, за якою для монотонно спадаючої (зміна віяльності снопа залежно від розміщення перевесла) і монотонно зростаючої (зміна віяльності залежно від тугості в'язання) залежностей зроблена спроба їх апроксимації логарифмічною, степеневою, експоненціальною, поліноміальною та гіперболічною функціями. Порівняння результатів вирівнювання показало, що найбільш точно експериментальним даним відповідає гіперболічна залежність. В таблиці наведені кореляційно-регресійні рівняння, що відображають кількісні закономірності досліджуваних парних зв'язків між аналізованими розмірними параметрами снопів льонотрести.

Таблиця – Результати кореляційно-регресійного аналізу взаємозв'язків основних параметрів снопів льонотрести машинного в'язання

Результативна – факторіальна ознаки	Коефіцієнт кореляції (чисельник) і кореляційне відношення (знаменник)	Прогностична функція (чисельник) і рівняння регресії (знаменник)	Показник оцінювання вирівнювання (чисельник) і помилка рівняння регресії (знаменник)	Коефіцієнт детермінації
Тугість T_B – розміщення перевесла P_{rp}	$\frac{-0,924}{0,987}$	Параболічна $T_B = 59,39 + 138,37P_{rp} - 228,42P_{rp}^2$	$\frac{0,0085}{0,61}$	0,974
Тугість T_B – розтягнутість P_c	$\frac{-0,869}{0,986}$	Параболічна $T_B = 46,91 + 43,38P_c - 15,57P_c^2$	$\frac{0,0039}{0,27}$	0,972
Тугість T_B – овальність O_c	$\frac{+0,434}{0,880}$	Параболічна $T_B = -17,82 + 120,26O_c - 35,7142O_c^2$	$\frac{0,0050}{0,37}$	0,774
Овальність O_c – діаметр D_c	$\frac{+0,760}{0,693}$	Прямолінійна $O_c = 1,22 + 0,0015D_c$	$\frac{0,0160}{0,02}$	0,578
Віяльність B_c – діаметр D_c	$\frac{+0,893}{0,882}$	Прямолінійна $B_c = -0,17 + 0,0077D_c$	$\frac{0,045}{0,06}$	0,797
Віяльність B_c – розміщення перевесла P_{rp}	$\frac{-0,969}{0,985}$	Гіперболічна $B_c = 0,0241 + 0,576 / P_{rp}$	$\frac{0,039}{0,05}$	0,970
Віяльність B_c – тугість T_B	$\frac{+0,983}{0,990}$	Гіперболічна $B_c = 3,22 - 138,697 / T_B$	$\frac{0,023}{0,03}$	0,980

На рис. 1 наведені відповідні експериментальні дані розмірних параметрів снопа

та вирівняні їх значення за наведеними в таблиці апроксимуючими рівняннями, з використанням яких побудовані криві, що графічно інтерпретують характер виявлених закономірностей. За наведеними залежностями можна визначити ті з параметрів снопа, що визначають його як логістичний об'єкт в транспортному процесі.



а) зміна вмістності снопа B_c залежно від його діаметра D_c (1); б) зміна тугості в'язання T_v залежно від вмістності B_c (2) і овальності O_c (3) снопа; в) зміна тугості в'язання T_v залежно від показника розміщення перевеса P_{rp} (4) і розтягнутості P_c (5) снопа; г) вплив показника розміщення перевеса P_{rp} (6) на вмістність B_c снопа і зміна овальності O_c (7) снопа від його діаметра D_c .

Рисунок 1 – Розміри снопів машинного в'язання, що визначають їх сушіння та транспортабельність

Рулони трести розглядатимемо як логістичні об'єкти, розміри яких визначають умови використання засобів їх перевезення за розміщенням на вантажній платформі з урахуванням її розмірів та визначають пошкодження стебел трести в них. За дослідженнями пошкодження стебел більше в прес-підбирачах, що мають камери сталого об'єму, у порівнянні з прес-підбирачами, які обладнані камерами змінного об'єму. Із підвищенням щільності рулонів пошкодження стебел в них зростає за законом прямої, рівняння яких мають вигляд для прес-підбирачів з камерами об'єму змінного

$$P_{cp,z} = -0,68 + 0,10\rho_{tr} \quad (2)$$

і сталого

$$P_{cp,c} = -0,147 + 0,12\rho_{tr}, \quad (3)$$

де $P_{cp,z}$ і $P_{cp,c}$ – пошкодження стебел в рулонах, що їх формують прес-підбирачі з камерою відповідно змінного і сталого об'єму, %;

ρ_{tr} – щільність рулону, кг/м^3 .

Із збільшенням лінійної маси шару стебел щільність формованих прес-підбирачами рулонів зменшується за гіперболічною залежністю вигляду:

$$\rho_{tr} = 73,03 + 6,96/m_{cl} \quad \text{при } \eta = 0,691 \text{ і } k_d = 0,477, \quad (4)$$

де m_{cl} – лінійна маса шару стебел в рулоні, кг/м ;

η – кореляційне відношення щільності рулону по лінійній масі шару стебел в ньому;

k_d – коефіцієнт детермінації, що визначає силу впливу лінійної маси шару стебел на щільність рулону.

За значенням коефіцієнта детермінації, що дорівнює 0,477, варіація щільності рулонів льонотрести на 48% причинно зумовлена варіацією лінійної маси шару стебел в рулоні. Решта 52% не поясненої варіації зумовлена впливом інших факторів, які не

розглядали в дослідженні. Визначене відношення основної помилки вирівнювання експериментальних даних досліджуваної щільності рулонів апроксимуючою гіперболою функцією (4) до середнього арифметичного значення розподілу цієї щільності становило 0,1, що свідчить до дотримання умови задовільного вирівнювання. Помилка рівняння (4) криволінійної регресії, що визначена за значеннями середнього квадратичного відхилення розподілу щільності рулонів та кореляційного відношення, становила $9,5 \text{ кг/м}^3$. Це значення може бути використане в подальшому як передумова щодо нормування лінійної маси шару стебел в рулоні.

Із збільшенням секундної подачі трести в прес-підбирач лінійна маса шару стебел в рулоні зростає, а маса рулону зменшується (рис. 2а). Однакова маса рулону, яка зменшується із збільшенням секундної подачі трести, спостерігається, наприклад, у прес-підбирачах з камерами змінного і сталого об'ємів, але у камерах змінного об'єму при максимальному положенні регулятора щільності рулону, а у камерах сталого об'єму за основного положення регулятора (на рис. 2а друга зверху пряма з від'ємним кутовим коефіцієнтом).

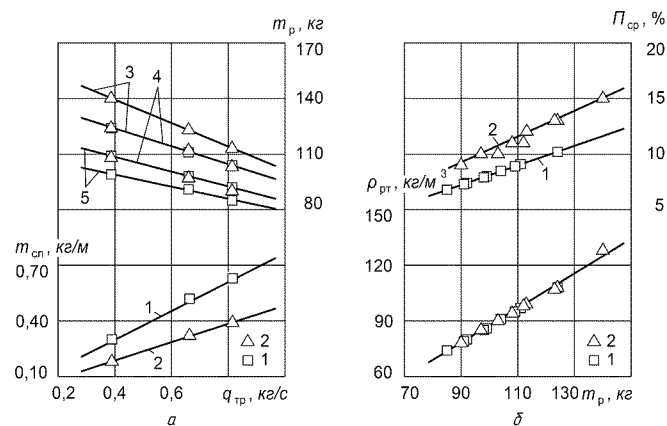


Рисунок 2 – Вплив (а) секундної подачі $q_{тр}$ трести на лінійну масу шару стебел $m_{сл}$ в рулоні і його масу m_p (при положенні регулятора щільності: 3 – максимальному; 4 – основному; 5 – мінімальному) та зміна (б) щільності рулону $\rho_{рт}$ і пошкодження стебел $\Pi_{ср}$ в ньому залежно від маси рулону m_p , що забезпечують прес-підбирачі з камерою об'єму: 1 – змінного; 2 – сталого

Із збільшенням маси рулону його щільність і пошкодження стебел в них зростають (рис. 2б). 10-відсоткове пошкодження стебел може бути забезпечене за умови формування рулонів з масою, що не перевищує 96 і 121 кг для прес-підбирачів з камерами відповідно сталого і змінного об'ємів.

З підвищенням секундної подачі трести в прес-підбирач пошкодження стебел зменшується (рис. 3а). Враховуючи це, бажано працювати на швидкостях руху, які забезпечують одержання збільшеної секундної подачі трести. Зменшенню пошкодження стебел сприяє і збільшення лінійної маси шару стебел в рулоні (рис. 3б).

Зміну пошкодження стебел залежно від лінійної маси їх шару в рулоні можна подати рівнянням гіперболи вигляду:

$$\Pi_{ср} = 6,03 + 1,33/m_{сл} \quad \text{при } \eta = 0,754 \text{ і } S_y = 1,46\%, \quad (5)$$

де S_y – помилка рівняння (5) криволінійної регресії.

За рівнянням (5) пошкодження стебел, що не перевищує 10%, може бути забезпечене за умови формування рулону з лінійної масою шару стебел $0,34 \text{ кг/м}$. З урахуванням помилки рівняння (5) і допустимого пошкодження стебел в експлуата-

ційних умовах лінійна маса шару стебел може змінюватися в межах 0,25...0,53 кг/м. Аналіз рівняння (5) за його асимптотою дозволяє стверджувати, що шляхом відповідних технологічних регулювань прес-підбирача та вибором швидкісного режиму роботи машинного агрегату можна забезпечити його використання, за якого пошкодження стебел не перевищуватиме 6%.

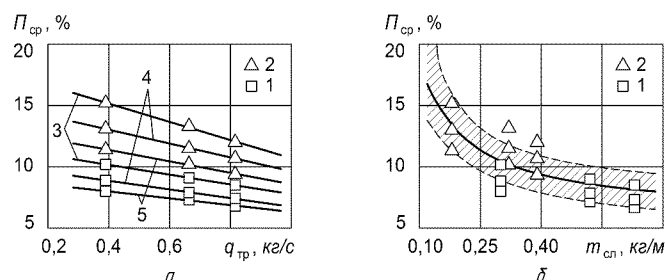


Рисунок 3 – Зміна (а) пошкодження стебел P_{cp} в рулоні (при положенні регулятора щільності: 3 – максимальному; 4 – основному; 5 – мінімальному) залежно від секундної подачі $q_{тр}$ та (б) лінійної маси шару стебел $m_{сл}$ в рулоні в прес-підбирачах з камерою об'єму: 1 – змінного; 2 – сталого

Висновки. З використанням опрацьованої номограми, що визначає зв'язок параметрів снопів льонотрести, можна цілеспрямовано вести вибір швидкості руху відповідного машинного агрегату і його спрямування за підбиральним барабаном щодо розстеленої стрічки трести та здійснювати регулювання розміщення в'язального апарата і гузирепідбивача, а також власне регулювання в'язального апарата.

При формуванні рулонів льонотрести слід віддавати перевагу використанню прес-підбирачів на підвищених швидкостях руху, що забезпечують більшу секундну подачу трести. Із збільшенням маси рулону зростають його щільність і пошкодження стебел трести. У той же час пошкодження зменшується при збільшенні секундної подачі трести і лінійної маси шару стебел в рулоні.

Перспективи подальших розвідок мають бути зосереджені на з'ясуванні розмірно-масових параметрів рулонів трести щодо їх перевезень в транспортному процесі збирання льоносивовини.

Список літератури

1. Діденко М.К. Технологічні показники роботи підбирача трести ПТП-1 / М.К. Діденко, А.С. Лімонт, Ф.Т. Камінський // Вісн. с.-г. науки. – 1975. – № 4. – С. 14 – 18.
2. Дідух В.Ф. Збирання та первинна переробка льону-довгунця: монографія / Дідух В.Ф., Дударев І.М., Кірчук Р.В. – Луцьк: Ред.-вид. відділ Луцького нац. техн. ун-ту, 2008. – 215 с.
3. Залужний В. Перспективні напрямки технологій та розробки машин для приготування і піднімання лляної трести / В. Залужний, О. Сидорчук, Ю. Проценко // Техніка АПК. – 2004. – № 10–11. – С. 16 – 18.
4. Порівняння технологічних параметрів і товарних якостей рулонів льонотрести, сформованих пресами з камерами змінюваного і постійного об'єму / [В.М. Климчук, В.В. Любченко, В.І. Камінський, Г.І. Карпека] // Механізація та електрифікація сільського господарства. – Глеваха: ННЦ «ІМЕСГ» УААН, 2008. – Вип. 92. – С. 493 – 500.
5. Справочник льновода / [Труш М.М., Сергеев И.П., Марченков А.Н. и др.]; сост. М.М. Труш и Ф.М. Карпунин. – Л.: Агропромиздат. Ленингр. отд-ие, 1985. – 240 с.

А. Лімонт, В. Климчук, В. Ломакин

Упаковки льонотресты как логистические объекты в транспортном обеспечении ее сбора

Исследованы параметры снопов и рулонов льонотресты, которые определяют требования к упаковкам как объекту транспортной логистики. Разработана номограмма связи размеров снопов

льноотресты. Изучено повреждение тресты в рулонах с учетом их технологических параметров и товарных качеств.

A.Limont, V. Klymchuk, V. Lomakin

Packings flax rolls as logistical objects in transport maintenance of its collecting

The parametres of broken flax sheaves and rolls determining the package requirements as an object of transportation logistics are investigated. The nomogramme of broken flax sheaves size correlation is developed. The damage of broken flax rolls with due regard for their technological parametres and product qualities is studied.

Одержано 15.08.09

К задачам расчета КИН в оболочках с разрезами-трещинами

В статье рассмотрены задачи расчета коэффициента K для оболочек, содержащих разрезы-трещины, описываемых геометрически и физически нелинейной теорией изотропного материала. Приведенные примеры подтверждают, что этот расчет контролируется КИН. Амплитуда коэффициента зависит от длины разреза-трещины, кривизны и трансверсальности по толщине оболочки. Показано, что степень ортотропии не влияет на величину КИН.

оболочки с разрезами-трещинами, комплексные подходы, коэффициент интенсивности напряжений, расчет, энергия, численный

В работах [1–10] проведен численный анализ классических параметров механики трещин в оболочках. К этим параметрам относится коэффициент интенсивности напряжений (КИН), играющий фундаментальную роль в расчете оболочек с разрезами-трещинами на прочность.

Расчет КИН производился на основе комплексных подходов: вариационного нелинейно-энергетического подхода конечных разностей (ВНЭПКР) и вариационного нелинейно-энергетического подхода вариации трещины (ВНЭПВТ). Эти подходы реализованы при помощи вариационного метода конечных элементов (ВМКЭ) в варианте перемещений. Матрица жесткости выведена для треугольного конечного элемента ненулевой гауссовой кривизны геометрически и физически нелинейной теории из слоистого ортотропного материала, учитывающая поперечный сдвиг (модель Тимошенко).

Расчет КИН для оболочек с разрезами-трещинами производился на основании следующих формул: потенциальная энергия оболочки с разрезом-трещиной определялась по формуле, вытекающей из теоремы Клапейрона для линейных задач, а для нелинейных задач — из теоремы Клапейрона-Новожилова:

$$V = \frac{1}{2} \iint_S q_{ij} dS = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m q_{ij} r_{ij}, \quad (1)$$

где q_{ij} — интенсивность внешней нагрузки, действующей на поверхность оболочки с разрезом-трещиной;

r_{ij} — перемещение точек срединной поверхности в направлении приложенных нагрузок;

n, m — количество узлов, которыми дискретизируется оболочка;

S — поверхность, занятая нагрузкой.

Интенсивность высвобождения потенциальной энергии вычисляется согласно формулы

$$G = \partial V / \partial L = \frac{V_{i+1} - V_i}{\Delta L}, \quad (2)$$

где L — полудлина разреза;

ΔL — приращение разреза для узлов i и $i+1$.

КИН (K) вычисляем по формуле для ортотропного материала

$$K_I^2 = G_I / \left\{ \left(\frac{A_{11}A_{22}}{2} \right)^{1/2} \left[\left(\frac{A_{22}}{A_{11}} \right)^{1/2} + \frac{2A_{12} + A_{66}}{2A_{11}} \right]^{1/2} \right\}, \quad (3)$$

где K_I — КИН при нормальном отрыве;

A_{ij} ($i=1, 2; j=6$) — упругие константы, характеризующие ортотропный материал; для трансверсально-изотропного или изотропного материала

$$K_I^2 = G_I E, \quad (4)$$

где E — модуль упругости Юнга.

На основании вышеизложенных комплексных подходов проведем численное исследование, из которого определим влияние кривизны, сложности геометрической формы поверхности оболочки с разрезом, трансверсальности по толщине и ортотропности материала на коэффициент K_I .

Рассмотрим изотропную свободно опертую пологую оболочку "Дарбази" [11], изображенную на рис. 1, представляющую собой квадратную в плане эллипсоидальную поверхность, содержащую вдоль оси симметрии три случая расположения разреза-трещины: I — в центре, II — сбоку, III — коллинеарно с обеих сторон. Физико-геометрические характеристики следующие: $h = 0.01$ м, $a = 0.30$ м, $f = 0.0678$ м, $\nu = 0.3$. На внешнюю поверхность оболочки действует поперечная нормальная нагрузка q_n .

Решение рассматриваемой задачи сводится к вычислению коэффициента K_I . Для его определения применяются комплексные подходы ВНЭПКР и ВНЭПВТ, причем первый подход используется для решения задачи с менее густой сеткой.

На рис. 1,а для первого случая расположения разреза-трещины представлены графики, иллюстрирующие зависимость коэффициента K_I от L/a . Построение этих графиков осуществлялось по линейной теории (сплошные линии) при дискретизации четверти поверхности оболочки с разрезом-трещиной криволинейными треугольными конечными элементами с разбивкой ее оси симметрии на $n = 13$ и $n = 25$ узлов. Относительная погрешность между численными расчетами не превосходит 6 %. Для сравнения полученных результатов с другими данными, например, приведен график, построенный по аналитической теории Си Д., Хагендорфа Г. [12]. Этот график изображен штриховой линией. При сравнении значений, полученных численным путем и аналитическим решением, выяснилось, что относительная погрешность результатов составляет менее 3 %.

На рис. 1,б изображены графики, показывающие зависимость коэффициентов K_I от L/a для второго и третьего случаев расположения разреза-трещины. Сплошными линиями обозначены графики, построенные на основании линейной теории при разбивке оси симметрии оболочки с разрезом-трещиной $n = 13$ и $n = 25$ узлов. Штрихпунктирной линией изображены графики, показывающие изменение КИН по геометрически нелинейной теории. Относительная погрешность между соответствующими графиками как для линейной, так и для геометрически нелинейной теорий составляет менее 5 %.

Рассмотрим трансверсально-изотропную квадратную шарнирно круговую цилиндрическую панель с тремя случаями расположения разреза-трещины: I — в центре, II — с боку, III — коллинеарно с обеих сторон. Геометрические и физические характеристики панели, изображенной на рис. 2, следующие: $h = 0.01$ м, $R = 0.20$ м, $a = 0.30$, $f = 0.0677$ м, $\nu = 0.3$. На внешнюю поверхность панели действует нормальная поперечная нагрузка q_n .

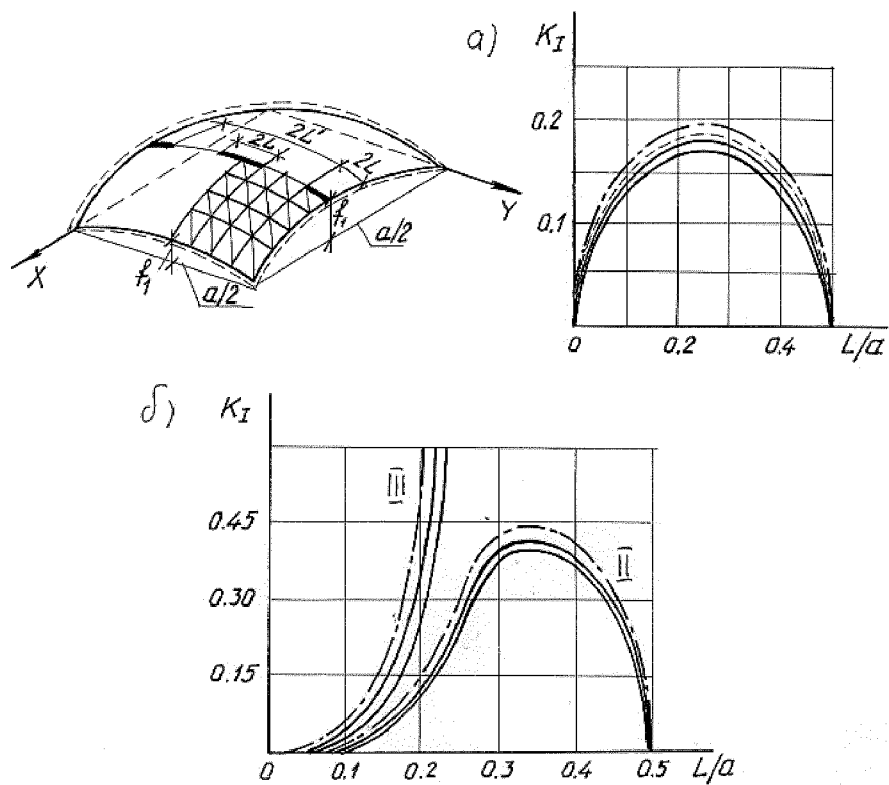


Рисунок 1 – Графики, иллюстрирующие зависимость КИН от полудлины разреза

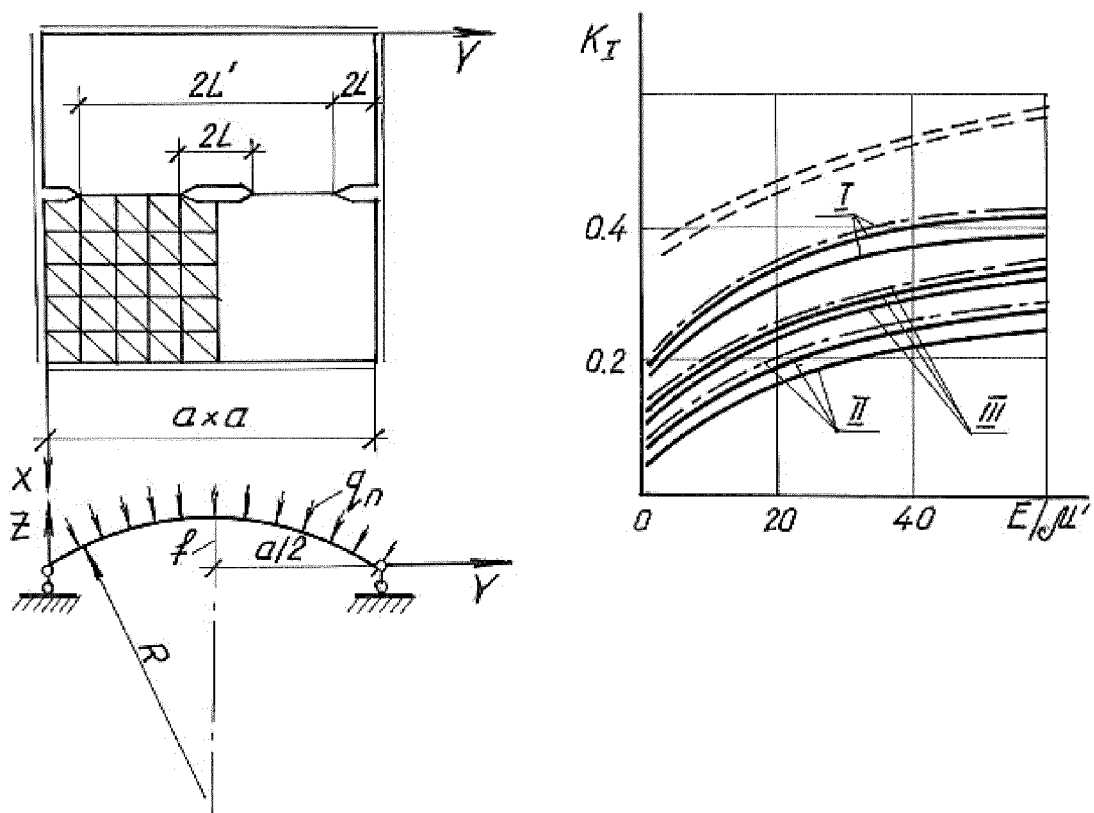


Рисунок 2 – Расчет оболочки с разрезами и график, иллюстрирующий зависимость КИН от трансверсальности μ'

На рис. 2 представлены графики зависимости K_I от параметра E/μ' , где μ' — характеризует трансверсальность панели по толщине. Для всех случаев расположения разреза-трещины получены графики при $h/L = 1$ при разбивке оси симметрии панели на $n = 13$ и $n = 25$ узлов. Причем при разбивке оси панели на 13 узлов коэффициент K_I подсчитывался согласно ВНЭПКР, а при разбивке ее на 25 узлов — ВНЭПВТ. Относительная погрешность между графиками, не превышает 6 %.

Для сравнения приведены результаты, полученные методами, изложенными в [12, 13] и представленные на рис. 2 штрих-пунктирными кривыми. Относительная погрешность между соответствующими графиками для всех случаев расположения разреза-трещины не превышает 2 %.

Из анализа графиков, представленных на рис. 2, можно сделать вывод, что коэффициент K_I существенно зависит от трансверсальности по толщине панели, содержащей разрез-трещины.

На рис. 2 изображен штриховой линией график, полученный на основании [14] для изгиба пластины с центральным разрезом-трещиной. Из анализа соответствующих графиков можно сделать вывод, что кривизна панели с разрезом-трещиной существенно уменьшает величину КИН, т.е. увеличивает сопротивляемость материала развитию в нем трещины.

Расчет КИН для ортотропной цилиндрической панели с разрезом-трещиной. Для рассматриваемой цилиндрической панели с первым случаем расположения разреза-трещины, но изготовленную из ортотропного материала. Материал панели с разрезом-трещиной изготовлен из стеклопластика СВМ (1 : 5) на эпоксидной смоле ЭД-6 и на стеклошпоне толщиной $0,35-0,40 \cdot 10^{-3}$ м, для которого имеем [15]: $E_x = 3,05 \cdot 10^4$ МПа, $E_y = 1,88 \cdot 10^4$ МПа, $M_{xy} = 0,49 \cdot 10^4$ МПа, $\nu_{xy} = 0,12$, $\mu_{xz} = 0,3 \cdot 10^4$ МПа, $\mu_{yz} = 0,2 \cdot 10^4$ МПа. Для этой панели определим влияние степени ортотропии E_x/E_y на величину КИН. Разбивка оси симметрии панели с разрезом-трещиной и комплексные подходы, используемые для расчета КИН, точно такие же как и в предыдущем пункте. Результаты расчета приведены в таблице.

Таблица 1 – Результаты расчета КИН для ортотропной цилиндрической панели с разрезом-трещиной

h/L	E _x /E _y					
	1,6	3,0	6,0	12,0	24,0	48,0
I	13 узлов					
	0,306	0,309	0,309	0,310	0,309	0,309
	25 узлов					
	0,325	0,328	0,328	0,326	0,328	0,329

Из анализа данных таблицы можно сделать вывод, что степень ортотропии E_x/E_y не влияет на величину коэффициента K_I . Имеющая место относительная погрешность между расчетами относится к вычислительной погрешности и влиянию густоты сетки.

Таким образом, на коэффициент K_I существенно влияют кривизна оболочки, трансверсальность по толщине, а степень ортотропии практически не влияет на амплитуду коэффициента K_I .

Список литературы

1. Юрков В.Н. Энергетический подход к решению задач неклассической теории неоднородных анизотропных оболочек, содержащих трещины-разрезы // Прикл. механика и техн. физика. - 1992. - №3. - С. 108–112.
2. Юрков В.Н. Энергетические методы в решении сложных задач неклассической теории оболочек, содержащих трещины-разрезы // Механика твердого тела. - 1993. - №5. - С. 154–159.

3. Юрков В.Н. Энергетический подход к решению нелинейных краевых задач неклассической теории анизотропных слоистых оболочек с разрезами-трещинами // Прикл. механика и техн. физика. - 1994. - №3. - С. 131–135.
4. Юрков В.Н. Энергетическая теория линейной механики разрушения оболочек с трещинами-разрезами // Пробл. прочности. - 1995. - №7. - С. 59–67.
5. Юрков В.Н. Оценка влияния контакта поверхностей трещины-разреза на распределение напряжений в оболочке // Пробл. прочн. - 1995. - №8. - С. 42–47.
6. Цурпал И.А., Юрков В.Н. Численное решение задач адгезионного разрушения оболочек, содержащих трещины-разрезы // Науковий вісник Національного аграрного університету. - 2003. Вип. 60. - С. 334–339.
7. Цурпал И.А., Чаусов Н.Г., Юрков В.Н. Податливость в задачах расчета оболочек, содержащих разрезы-трещины // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. - 2003. - Вип. 33. - С. 74–80.
8. Цурпал И.А., Юрков В.Н. Исследование погрешностей комплексных подходов к расчету оболочек с разрезами-трещинами // Науковий вісник Національного аграрного університету. - 2005. - № 80, ч. 2. - С. 333–337.
9. Цурпал И.А., Юрков В.Н. Механика деталей машин и конструкций в виде оболочек с разрезом-трещиной // Техніка АПК. - 2008. - №2. - С. 34–36.
10. Цурпал И.А., Юрков В.Н. Численный анализ КИН для сложных задач механики оболочечных деталей машин с трещинами // Техніка АПК. - 2008. - № 3–4. - С. 41–42.
11. Справочник по теории упругости. / Под редак. П.М. Варвака, А.Ф.Рябова. - Киев: Будівельник, 1971. - 418 с.
12. Тонкостенные оболочечные конструкции. // Перев. с англ. под ред. Э.Н. Григолюка. - М.: Машиностроение, 1980. - 608 с.
13. Осадчук В.А. Напряженно-деформированное состояние и предельное равновесие оболочек с разрезами. - Киев: Наук. думка, 1985. - 221 с.
14. Пелех Б.Л., Лазько В.А. Слоистые анизотропные пластины и оболочки с концентраторами напряжений. - Киев: Наук. думка, 1988. - 296 с.
15. Амбарцумян С.А. Общая теория анизотропных оболочек. - М.: Наука, 1974. - 448 с.

I. Цурпал, В. Юрков

До задач розрахунку КИН для оболонок, що містять розрізи-тріщини

В статті розглянуті задачі розрахунку коефіцієнта К для оболонок, які мають розрізи-тріщини та описуються геометрично і фізично нелінійною теорією ізотропного матеріалу. Показано на прикладах, що цей розрахунок контролюється КИН. Амплітуда коефіцієнта залежить від довжини розрізу-тріщини, кривизни та трансверсальності по товщині оболонки. Показано, що ступінь ортотропії не впливає на величину КИН.

I. Tzurpal, V. Yurkov

The objectives of the SIF calculation in the shells with cuts – cracks

The article considers the problem of of the coefficient K calculation for the coverings containing the cuts - cracks described by a geometrically and physically nonlinear theory of isotropic material. These examples confirm that this calculation is controlled by SIF. The amplitude factor depends on the length of a cut - crack, the curvature and the transversality of the shell thickness. It is shown that the degree of orthotropic do not affect the value of SIF.

Одержано 03.09.09

Теоретична оцінка енергетичних показників роботи виконавчих органів пневмоприводу

В статті наведений механізм порівняльного аналізу енергетичних показників функціонування виконавчих органів пневматичного приводу, що ґрунтується на ексергетичному методі їхньої оцінки та оптимізації у співставленні із даними отриманими за традиційною методикою розрахунку. Оптимізація дозволила зменшити енергетичні втрати в півтора рази, що зумовлено простою структури схеми і малими швидкостями повітря. Критерієм оптимізації служить мінімум параметричностей системи.

пневматичний привід, ексергетичний метод, порівняльний аналіз

Постановка проблеми. Призначення енергозбереження як процесу керування технічною системою полягає у підвищенні ефективності використання енергії. Термін «підвищення ефективності використання енергії» є комплексним і повинен бути представленим у параметрах, що дозволяють узагальнити вплив всіх основних факторів. В якості такого параметру нами прийнято кількість енергії, що передається у всіх вузлах системи.

Задача оптимізації таких систем (1) є багатоекстремальною великорозмірною задачею дискретного нелінійного програмування [1], що ускладнена обмеженнями (2), (3).

$$Z^{\text{opt}} = \text{extr} \{ Z(x_j) \}, \quad (1)$$

$$x_j \in R^n$$

при обмеженнях

$$f_i(x_j) > 0, i = 1, 2, \dots, m, \quad (2)$$

$$q_k(x_j) = 0, k = 1, 2, \dots, L, \quad (3)$$

де R^n — n -вимірний дійсний векторний простір.

Найбільш ефективними для рішення подібних задач методами оптимізації технічних систем, є методи: “багатовимірних точок”, “ багатовимірних таблиць випробувань”, такий що ґрунтується на ідеї “гілок і границь”, на задачі про призначення, а також ексергоекономічний метод.

Аналіз основних досліджень і публікацій. Останніми роками в енергетиці, теплотехніці, теплотехнології та інших галузях науки одержав значне розповсюдження новий метод аналізу технічних систем – ексергетичний [2–4]. На відміну від методів що використовувалися раніше, ексергетичний метод враховує не тільки кількість, але і якість потоків ексергії, що вказує на його безперечну об’єктивність.

Особливістю ексергетичного методу є його універсальність, пов'язана з тим, що використання ексергії дозволяє оцінити запаси і потоки енергії всіх видів, що містяться у балансі будь-якої енерготехнологічної системи за допомогою єдиного критерію ефективності, а також цьому методу властива простота та візуальна доступність способів аналізу і розрахунку.

Другою, достатньо важливою особливістю ексергетичного методу, є зв'язок між ексергетичними та техніко-економічними характеристиками систем. Економічні дослідження що були проведені на базі ексергії охоплюють широке коло питань — від оптимізації тарифів на енергію до цін на машини та устаткування. Такий метод отримав назву ексергоекономічного.

Застосування ексергії із врахуванням її зв'язку з економікою, дозволяє порівняно нескладно та однозначно вирішити ще одне важливе питання — обрання критерію ефективності при оцінці і оптимізації систем гідравлічних та пневматичних приводів сільськогосподарських машин.

При цьому, слід розмежувати терміни «втрати енергії» і «втрати ексергії», що мають принципово відмінний зміст на ґрунті того, що перший термін характеризує втрату енергії не в повній мірі (енергія, як відомо, зникати не може), а втрату її для даної системи або даної мети. Інакше кажучи те, що енергія не використана у повній мірі і тому вартісна оцінка є недостатньо визначеною. Другий термін характеризує повне зникнення ексергії, а відповідно, більше першого задовольняє оцінку енергетичної системи машини що потребує грошового виміру.

Все вище наведене свідчить про перспективність використання ексергії та ексергетичних функцій (втрати ексергії, ексергетичних коефіцієнтів корисної дії, ступеню ексергетичної досконалості) з метою створення єдиної теорії та узагальнених методів математичного моделювання в разі вирішення задач синтезу та оптимізації систем гідравлічних та пневматичних приводів сільськогосподарських машин.

Виклад основного матеріалу дослідження. Виходячи з даних розрахунку, приведених у [5], виконаємо порівняльний аналіз енергетичних показників двох варіантів роботи виконавчого органу пневматичного приводу.

Об'єм виконавчого органу $V = 4,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$; довжина трубопроводів, що підводять: перший варіант $l_1 = 1,5 \text{ м}$, другий варіант $l_2 = 2,5 \text{ м}$.

Внутрішній діаметр трубопроводу $d = 12 \text{ мм}$. Початковий тиск при наповненні виконавчого органу $p_1 = 0,1 \cdot 10^5 \text{ Па}$; кінцевий тиск $p_2 = 0,8 \cdot 10^5 \text{ Па}$. Початкова температура - $T_1 = 288 \text{ К}$.

З рівняння стану знаходимо кількість робочого тіла m_1 , що бере участь у процесі - $m_1 = 0,0464 \text{ кг}$.

Температура робочого тіла при підвищенні тиску від $0,1 \cdot 10^5$ до $0,8 \cdot 10^5 \text{ Па}$ визначається з рівняння політропи $T/P^{n-1/n} = \text{const}$. Приймаючи показник політропи рівний $n = 1,2$ знаходимо:

$$T_2 = T_1 \cdot 8^{0,167} = 407,6 \text{ К}.$$

Втрати ексергії при наповненні виконавчого органу складаються з втрат, викликаних падінням тиску в трубопроводі і втрат при стисненні робочого тіла (повітря). Втрати тиску в трубопроводі представляють як суму двох додатків:

$$\Delta p = \Delta p_{\text{л}} + \Delta p_{\text{м}},$$

де Δp_l - падіння тиску на лінійних ділянках;

Δp_m - падіння тиску через місцеві опори.

Прийmemo швидкість рушення повітря в трубопроводах $v = 0,4$ м/с [5]. Число

Рейнольдса $Re = \frac{0,012 \cdot 0,4}{15,61 \cdot 10^{-6}} = 307,5$ - режим ламінарний.

Коефіцієнт опору тертя при ламінарному режимі течії в'язкої рідини в гладких трубах дорівнює [2]:

$$\lambda_{mp} = \frac{64}{Re} = 0,208.$$

Для плавно зігнених трубопроводів при куті вигину $\alpha=90^0$ коефіцієнт опору $\xi_m=0,4$ [2].

Падіння тиску в трубопроводі при відповідно $l_1=1,5$ м и $l_2=2,5$ м дорівнює:

$$\Delta p_1 = \left(\lambda_{mp} \cdot \frac{l_1}{d^2} + \xi_m \right) \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} = \left(0,208 \cdot \frac{1,5}{0,012^2} + 0,4 \right) \cdot \frac{1,186 \cdot 0,4^2}{2} = 2,5 \text{ Па},$$

$$\Delta p_2 = \left(0,208 \cdot \frac{2,5}{0,012^2} + 0,4 \right) \cdot \frac{1,186 \cdot 0,4^2}{2} = 4,15 \text{ Па}.$$

У цих рівняннях $\rho = 1,186$ кг/м³.

Оскільки $\Delta p / \Delta p_{вих} \ll 1$, втрати ексергії від гідравлічного опору відповідно:

$$\Delta E'_\rho = mRT_1 \cdot \frac{\Delta p_1}{p_{вих}} = 0,0464 \cdot 287,14 \cdot 288 \cdot 2,5 / 80000 = 0,12 \text{ Дж};$$

$$\Delta E''_\rho = mRT_1 \cdot \frac{\Delta p_2}{p_{вих}} = 0,0464 \cdot 287,14 \cdot 288 \cdot 4,15 / 80000 = 0,20 \text{ Дж},$$

де R - газова стала.

Для визначення втрат ексергії в процесі стиснення повітря скористаємося e, h - діаграмою. На діаграмі (рис. 1) цей процес зображений лінією 1-2.

Впливає, що втрати ексергії в процесі наповнення виконавчого органу та стиснення рівні

$$\Delta E_{CT} = m_I(e_1 - e_2) = 0,0464 \cdot 200 = 9,28 \text{ кДж}.$$

Визначимо втрати ексергії в процесі спустошення виконавчого органу. При цьому тиск повітря падає з 0,8 МПа до 0,2 МПа [5]. Прийmemo, що процес розширення відбувається за політропою, при чому показник політропи $n = 1,3$ (тобто ближче до адіабатного процесу, чим у попередньому випадку).

Температура в завершенні процесу розширення дорівнює:

$$T_2 \left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 407,6 \cdot 0,25^{0,23} = 296,3 \text{ K.}$$

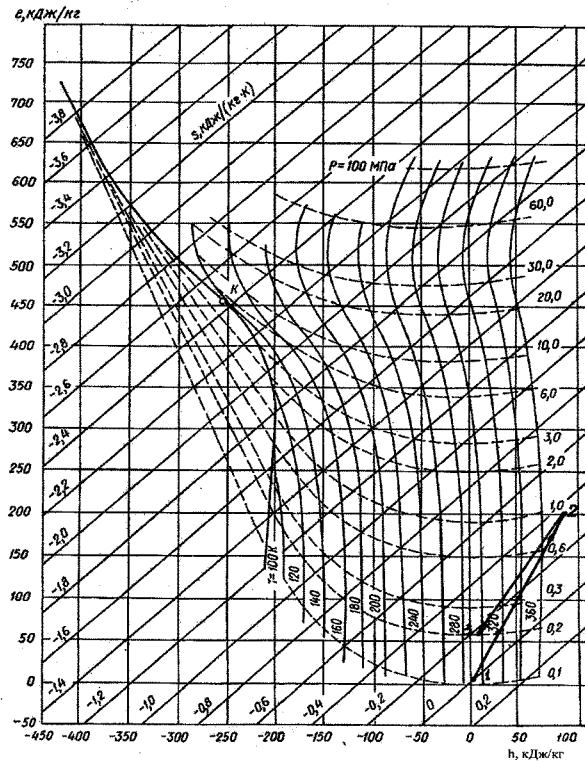


Рисунок 1 - e, h - діаграма повітря ($T_{0.c.} = 288 \text{ K}$)

Побудуємо процес розширення 2-3 на e, h - діаграмі. Впливає, що втрати ексергії дорівнюють:

$$\Delta E_{роз} = m_1(e_2 - e_3) = 0,0464 \cdot (200 - 55) = 6,73 \text{ кДж.}$$

Порівняння приведених даних показує, що втрати ексергії в процесі наповнення або спустошення виконавчого органу значно більші, ніж в трубопроводі, що підводить (що відводить). Тому заміна труби довжини $l_2 = 2,5 \text{ м}$ на трубу довжиною $l_1 = 1,5 \text{ м}$ істотно не вплине на енергетичні показники елемента пневмоприводу, що аналізується. При виборі в якості цільової функції вартості обладнання або витрат матеріалів, проблема довжини трубопроводів стає вирішальною.

Використовуючи початкові дані задачі, наведені у [3] визначимо умови оптимізації конкретного пневмоприводу (рис. 2).

Початкові дані: діаметр поршня $D = 0,2 \text{ м}$; робочий хід $S = 0,5 \text{ м}$; діаметр отвору для входу повітря при зверненому ході $d_p = 0,08 \text{ м}$; діаметр отвору для виходу повітря при зверненому ході $d_e = 0,015 \text{ м}$; діаметр трубопроводів $d_m = 0,015 \text{ м}$; довжина трубопроводів від розподілу до регуляторів тиску $l_{m2} = 0,5 \text{ м}$; а довжина трубопроводів від циліндра до розподілу $l_{m1} = 0,5 \text{ м}$; початковий об'єм порожнини циліндра $V_0 = 2,35 \cdot 10^3 \text{ м}^3$; тиск повітря в магістралі $p_m = 5 \cdot 10^4 \text{ Па}$; сила шкідливого опору $P_I = 100$

кг; вага вантажу $P_2 = 50$ кг; вага рухливих частин $P_3 = 260$ кг; коефіцієнт витрат $\mu_p = \mu_B = 0,3$.

Ця схема заслуговує на увагу тим, що крім регуляторів швидкості 1, на кожну порожнину системи встановлені регулятори тиску.

Регулятор швидкості являє собою дросель із зворотним клапаном. При прямому русі кульковий клапан віджимається повітрям і пропускає його з циліндра. При зворотному ході кульковий клапан закритий, і повітря проходить через кільцевий зазор, величина якого регулюється.

Регулятори тиску у порожнинах циліндра розраховані на сталий тиск, який в них встановлюється. У цьому випадку рушення поршня буде більш стабільним. Регулятори тиску мають скидальний канал з відносно більшим перетином, в зв'язку з чим попереджається можливе зростання тиску вище сталого.

Критеріями оптимізації можуть бути:

- час циклу підйомника;
- сумарна кількість конструктивних елементів системи;
- енергетичні показники.

Зменшення часу робочого ходу підйомника досягнуто ускладненням топологічної структури установки.

Час циклу підйомника складається з часу наповнення робочої порожнини до початку рушення τ_I і дійсного часу підйому τ_{II} .

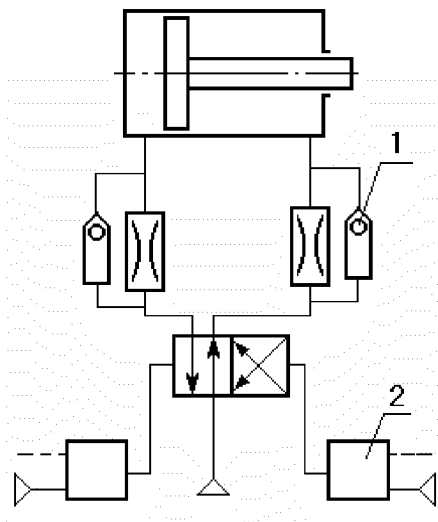


Рисунок 2 - Схема пневмоприводу з регулятором швидкості і регулятором тиску

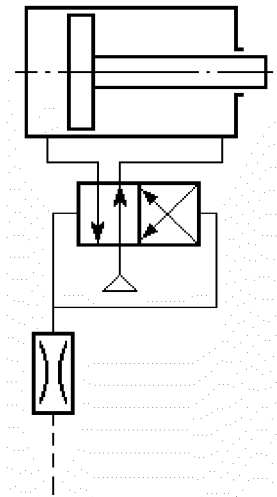


Рисунок 3 - Схема пневмоприводу з управлінням швидкості поршня підйомника

За даними розрахунку прикладу в [3] $\tau_I = 0,148$ с, а $\tau_{II} = 2,06$ с. Таким чином, повний час робочого ходу підйомника $\tau_{н.ч.} = \tau_I + \tau_{II} = 2,21$ с.

Однак додаткове обладнання у вигляді відповідних регуляторів швидкості, регуляторів тиску і об'єднуючих трубопроводів ускладнюють конструкцію, та збільшують вартість всієї установки.

Критерієм оптимальності в цьому випадку служить мінімальна сума параметричностей:

$$\Sigma\P = \min.$$

Наприклад, варіант конструктивного рішення який наведений на рис.3.

У даній схемі, регулювання швидкості на виході здійснюється шляхом обмеження витрат повітря що виходить з розподільника в атмосферу.

Поршнева порожнина циліндра знаходиться під тиском, а штокова - пов'язана з атмосферою. Ця схема відрізняється простотою, меншою вартістю, а також меншими енергетичними показниками. Однак деяка різниця в швидкостях приводить до погіршення управління пневмоприводом і до збільшення часу циклу підйомника.

Інший можливий шлях в оптимізації структури полягає в оптимальному розміщенні елементів установки, тобто оптимізації всіх переустановок:

$$\Sigma P_{p(i)} = \min ,$$

де $p(i)$ – призначення деякої позиції i -го елемента системи.

Проведення цього методу оптимізації вимагає виконання спеціальних, в тому числі експериментальних досліджень в натуральних умовах.

Для енергетичного аналізу побудуємо ексергетичний граф установки, який приведений на рис. 4. Це дозволить визначити всі потоки ексергії.

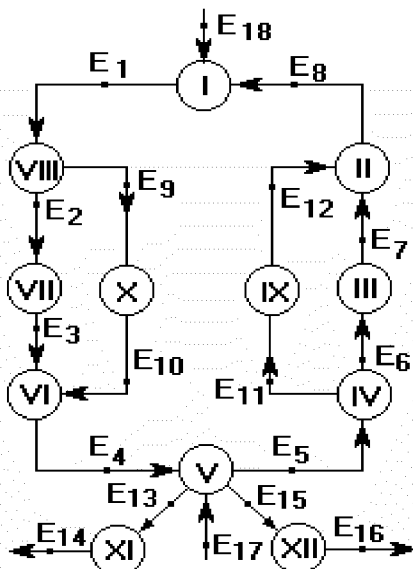


Рисунок 4 - Ексергетичний граф для схеми пневмоприводу

Оптимальні ексергетичні показники мають місце тоді, коли сума ексергетичних втрат є найменшою:

$$\Sigma E_{exp} = \min .$$

В зв'язку з цим рішення даної задачі потребує врахування складових, що відносяться до ексергетичних втрат в системі. До них відносяться втрати в трубопроводах, регуляторах швидкості і регуляторах тиску. Прийmemo: коефіцієнт тертя $\lambda=0,03$; еквівалентні довжини відповідно регулятора швидкості із зворотним клапаном $l_{ep}=16$; регулятора тиску $l_{ed}=14$; розподільника $l_{e,roz}=14$ [4].

Падіння тиску в системі по лінії робочого ходу циліндра до регулятора швидкості рівно

$$\Delta p'_1 = \frac{v^2 \lambda}{2d_p} \cdot l_{m_1} = \frac{0,4^2 \cdot 0,03}{2 \cdot 0,08} \cdot 0,5 = 0,015 \text{ Па.}$$

Тут $l_{m1} = 0,5 \text{ м}$; $d_p = 0,08 \text{ м}$.

У інших трубопроводах і в технічному обладнанні (регуляторах швидкості і регуляторах тиску, розподільнику)

$$\Delta p'_2 = \frac{v^2 \lambda}{2d_m} \cdot \Sigma (l_m + 2l_{e.p.} + 2l_{e.d.} + l_{e.raz.}) = \frac{0,3^2 \cdot 0,03}{2 \cdot 0,015} \cdot (1,5 + 16 + 14 + 14) = 4 \text{ Па,}$$

де $v = 0,3 \text{ м/с}$;

$l_m = 1,5 \text{ м}$; $d_m = 0,015 \text{ м}$.

Втрата ексергії (з розрахунку на 1 кг робочого тіла)

$$E'_{em} = T_0 R \ln \frac{p_{ax}}{p_{вих}} = 290 \cdot 287 (\ln 5 \cdot 10^4 - \ln 4,99996 \cdot 10^4) = 34,4 \text{ Дж,}$$

де T_0 – температура навколишнього середовища, К;

R - газова стала.

Визначимо втрати ексергії для спрощеної схеми пневмоприводу, зображеного на рис. 3.

Падіння тиску $\Delta p_2''$

$$\Delta p_2'' = \frac{v^2 \lambda}{2d_m} \cdot \Sigma(l_m + l_{e.роз} + l_{e.роз.}),$$

де $l_{e.др.}$ - еквівалентна довжина опору дроселю.

$$\Delta p_2'' = \frac{0,3^2 \cdot 0,03}{2 \cdot 0,015} \cdot (1,5 + 14 + 9) = 2,2 \text{ Па.}$$

Втрати ексергії $E_{em}' = 290 \cdot 287 \left(\ln \frac{0,22}{5} \right) = 26 \text{ Дж.}$

Висновки. У другому випадку ексергетичні втрати майже в півтори рази менше ніж у першому. Загалом вони незначні, що зумовлено простотою структури схеми і малими швидкостями повітря, тому критерієм оптимізації повинен вибиратися інший показник. Таким може служити мінімум параметричностей системи, що, як наслідок приведе до зменшення вартості установки.

Список літератури

1. Пастушенко С.И., Яхно О.М. Повышение эффективности использования энергии в гидравлических механизмах сельскохозяйственных машин// Промислова гідраліка і пневматика. –2004. –№1(3). –С.92-98.
2. Bejan, A., Tsatsaronis, G., Moran, M., 1996, Thermal Design and Optimization, John Wiley & Sons Inc., New York.
3. Бродянский В., Фратшер В., Михалек К. Эксергетический метод и его приложения. – М.: Энергоатомиздат, 1988. –192с.
4. Эксергетические расчеты технических систем: Справочн. пособие / Бродянский В.М., Верхивкер Г.П., Карчев Я.Я. и др.; Под ред. Долинского А.А., Бродянского В.М. – Киев: Наук. Думка, 1991. – 360 с.
5. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. - М.: Госэнергоиздат, 1960.
6. Герц Е.В., Крейнен Г.В. Динамика приводов машин-автоматов. - М.: Машиностроение, 1964. -236 с.
7. 4.Гидропередача. Энциклопедический справочник "Машиностроение ". Т.12.-М.:Машгиз, 1948.
8. Драганов Б.Х., Гулько Т.В. Эксергетический анализ систем теплохолодоснабжения // Сб. докладов четвертого съезда АВОК. – М.: 1995. –С. 25–29.
9. Герц Е.В., Крейнен Г.В. Расчет гидроприводов. - М.: Машиностроение, -1975. -275 с.

С. Пастушенко

Теоретическая оценка энергетических показателей работы исполнительных органов пневмопривода

В статье приведен механизм сравнительного анализа энергетических показателей функционирования исполнительных органов пневматического привода, который основывается на эксергетическом методе их оценки и оптимизации в сопоставлении с данными полученными по традиционной методике расчета. Оптимизация позволила уменьшить энергетические потери в полтора раза, что обусловлено простотой структуры схемы и малыми скоростями воздуха. Критерием оптимизации служит минимум параметрической системы.

S. Pastushenko

Theoretical mark of power indices of work executive organs air actuator

The mechanism of energy data comparative analysis of pneumatic drive operating members functioning which is based on energy method of the data evaluation and optimization in comparison with the data obtained by the traditional design procedure is given in the article. Optimization allowed to reduce energy loss in one and half times that conditioned simple structure of circuitry and slow speed of air. The criteria of optimization serves as minimum parametric system.

Одержано 31.08.09

А.С. Лімонт, доц., канд. техн. наук

Житомирський національний агроекологічний університет

В.О. Ломакін, ас.

Житомирський державний технологічний університет

Тракторні причепа як засоби транспортування упаковок льонотрести

Прогнозована продуктивність транспортних засобів упаковок льонотрести. Досліджена вантажопідйомність тракторних самоскидних причепів залежно від їх конструктивної маси, внутрішніх довжини і ширини, а також висоти основних бортів кузова.

льон-довгунець, треста, транспортування, причепа, вантажопідйомність, кузов, розміри, маса, продуктивність

Постановка проблеми. Завершальною операцією в комплексі польових робіт з виготовлення льонотрести росяним мочінням є транспортування сировини до місць її зберігання чи переробки. Для цього використовують вантажні автомобілі і тракторно-транспортні агрегати. Проблему вибору транспортних засобів розв'язують дослідженням їх продуктивності чи собівартості перевезень з урахуванням відстані транспортування вантажу [4]. На внутрішньогосподарських перевезеннях перевагу надають використанню тракторно-транспортних агрегатів. У цьому повідомленні йтиметься про продуктивність цих транспортних засобів та методологічні засади їх вибору за вантажопідйомністю для реалізації транспортного забезпечення збирання трести.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Найбільш перспективною кінцевою упаковкою трести є рулони [1, 7, 8, 12]. Технологія перевезення рулонів причепами полягає в такому [14]. З транспортних засобів знімають борти, а рулони на платформу укладають ярусами з вертикальним розміщенням стебел і гузирями униз. На платформу причепа 2ПТС-4 укладають по шість рулонів у два яруси, а за належних доріг ще й третій ярус з чотирьох рулонів, уміщуючи на причепі 12 чи 16 рулонів загальною масою 3...4 т. Рулони між собою і ярусами скріплюють за допомогою Т-подібних штирів і тяг з кільцями на кінцях. Рулони, які розміщені в першому ярусі, не кріплять до платформи кузова, що не виключає їх падіння з платформи при перевезеннях.

Основи інженерних розрахунків щодо визначення вантажопідйомності транспортних засобів при їх використанні для перевезення сільськогосподарських вантажів опрацьовані проф. Ф.С. Завалишиним [5, 6]. Значний внесок в розробку наукових основ використання транспортних засобів в аграрному виробництві зроблений акад. М.Є. Мацепуро [9]. Відомі дослідження О.Д. Семковича [11] з визначення оптимальної вантажопідйомності транспортних засобів, що обслуговують машинні агрегати, які розподіляють технологічні матеріали по полю. Проф. М.К. Діденко [2] обґрунтування вантажопідйомності транспортних засобів здійснював з урахуванням вантажопереміщень технологічного матеріалу до його розвантажування, збирального і транспортного агрегатів та технологічного матеріалу до місця використання. У працях, на які зроблені посилання, не досліджували транспортування трести. Проте у працях з транспортного забезпечення збирання трести [7] вказано на нерациональне використання вантажопідйомності транспортних засобів із-за

невідповідності розмірів рулонів і кузовів. Аналіз засобів механізації збирання та

перевезення рулонів трести здійснений і в працях В.Ф. Дідуха [3] та О.В. Назарівського [10]. Проте в цих працях не торкалися питань з оптимізації чи визначення наближених до оптимальних параметрів засобів транспортування трести.

Мета дослідження полягала у підвищенні ефективності вантажоперевезень льонотрести шляхом визначення раціональної вантажопідйомності транспортних засобів для транспортування трести. *Завдання дослідження*: 1) проаналізувати вплив вантажопідйомності транспортних засобів на пропускну спроможність навантажувачів трести; 2) з'ясувати зміну продуктивності транспортних засобів залежно від їх вантажопідйомності 3) виявити зміну вантажопідйомності тракторних самоскидних причепів залежно від їхньої конструктивної маси та внутрішніх розмірів кузова.

Об'єкти та методика досліджень. Об'єктами дослідження слугували процеси та засоби транспортного забезпечення збирання льонотрести. Методика визначення раціональної вантажопідйомності тракторних причепів для їх використання на перевезеннях трести базувалася на аналізі графічних залежностей, що моделюють кількісні закономірності зміни показників організації транспортного процесу.

Пошук вантажопідйомності, конструктивної маси і розмірів кузовів тракторних самоскидних причепів здійснений з використанням мережі INTERNET. Обробку даних щодо з'ясування якісних залежностей та виявлення кількісних закономірностей між вантажопідйомністю і масово-розмірними параметрами причепів здійснено методами кореляційно-регресійного аналізу з використанням комп'ютерної програми "Advanced Grapher 2.08".

Результати досліджень. Кількісний вплив вантажопідйомності причепів на зміну пропускну спроможності навантажувача продуктивністю 10 т/год наведений на рис. 1, з якого видно, що із збільшенням вантажопідйомності пропускну спроможність навантажувача зменшується з поступовим сповільненням. Найбільш інтенсивно зменшується пропускну спроможність навантажувача за використання в транспортному його забезпеченні причепів вантажопідйомністю до 5 т. Дещо зменшується пропускну спроможність навантажувачів за їх обслуговування причепами вантажопідйомністю до 10 т. Вважаємо, що використання причепів вантажопідйомністю понад 10 т має бути обмеженим при організації перевезень льонотрести. Опосередкованим підтвердженням доцільності використання на перевезенні трести причепів вказаної вантажопідйомності є створення у свій час спеціального для транспортування упаковок льоносировини тракторного причепа вантажопідйомністю 8 т [13].

З рис. 1 також видно, що продуктивність транспортних засобів, складених із причепів різної вантажопідйомності, є сповільнено зростаючою функцією вантажопідйомності. Аналіз похідної від кривої 2 засвідчив, що із підвищенням вантажопідйомності причепів понад 10 т зростання продуктивності транспортних засобів дещо уповільнюється.

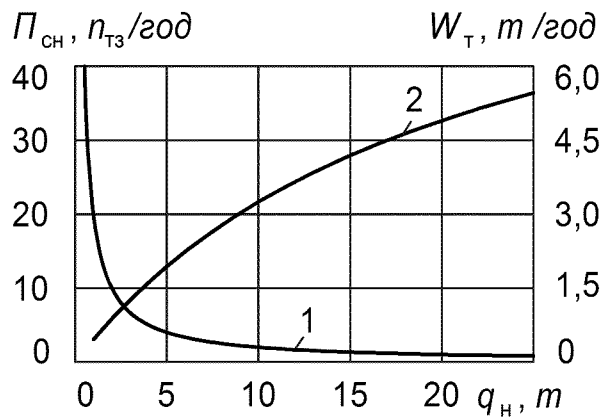


Рисунок 1 – Вплив вантажопідйомності причепа q_n на зміну пропускної спроможності навантажувача P_{ch} (1) і продуктивність транспортного засобу W_t (2)

З урахуванням [2, 5, 9, 11] вантажопідйомність q_n (т) тракторних причепів залежить від їхніх масово-розмірних параметрів, до яких слід віднести конструктивну масу причепів $m_{пр}$ (т) та внутрішні розміри кузова в мм (довжину l_k , ширину b_k та висоту основних бортів h_k). Попередній аналіз статистичних вибірок, які включали 34 марки (моделі) тракторних самоскидних причепів виробництва країн СНД та фірм країн далекого зарубіжжя показав (рис. 2), що досліджувана результативна ознака із збільшенням вказаних факторіальних зростає.

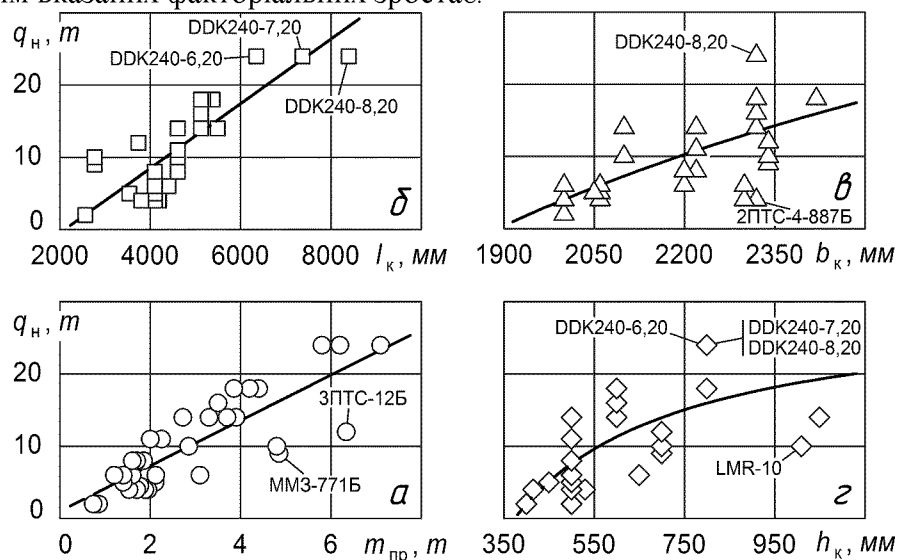


Рисунок 2 – Зміна номінальної вантажопідйомності q_n причепа залежно від його конструктивної маси $m_{пр}$ (а), внутрішньої довжини l_k (б) і ширини b_k (в) та висоти h_k (г) основних бортів кузова

Здійснено вирівнювання експериментальних даних за передбачуваними прогностичними залежностями такими апроксимуючими функціями: прямолінійною, степеневою, логарифмічною, показовою, експоненціальною та гіперболічною. За максимальним значенням R^2 -статистики кількісну закономірність підвищення номінальної вантажопідйомності причепів із збільшенням аналізованих факторіальних ознак можна характеризувати такими рівняннями:

вплив конструктивної маси $m_{пр}$ причепа рівнянням прямої

$$q_n = 1,586 + 3,001m_{пр} \quad \text{при } r = 0,820, k_d = 0,672 \text{ і } S_y = 3,58 \text{ т}; \quad (1)$$

вплив внутрішньої довжини l_k платформи кузова рівнянням прямої

$$q_n = -9,396 + 0,00447l_k \quad \text{при } r = 0,824, k_d = 0,679 \text{ і } S_y = 3,54 \text{ т}; \quad (2)$$

вплив внутрішньої ширини b_k платформи кузова рівнянням експоненціальної функції

$$q_n = 0,00693 \exp(0,00322b_k) \quad \text{при } \eta = 0,628, k_d = 0,394 \text{ і } S_y = 4,86 \text{ т}; \quad (3)$$

вплив висоти h_k основних бортів кузова рівнянням гіперболи зворотного зв'язку

$$q_n = 29,93 - 11169,50/h_k \quad \text{при } \eta = 0,684, k_d = 0,468 \text{ і } S_y = 4,56 \text{ т}, \quad (4)$$

де r і η – відповідно коефіцієнт кореляції між результативною і факторіальною ознаками та кореляційне відношення результативної ознаки по факторіальній;

k_d – коефіцієнт детермінації, що визначає силу впливу факторіальної ознаки на результативну;

S_y – помилка рівняння регресії.

За значеннями коефіцієнтів детермінації, що визначають частку загальної варіації вантажопідйомності, яку спричинюють маса причепа і розміри платформи кузова, можна ранжувати фактори впливу таким чином. Варіація вантажопідйомності на 68%, 67, 47 і 39% причинно зумовлена варіаціями відповідно довжини кузова, конструктивної маси причепа, висоти бортів та ширини кузова.

Помилку рівнянь регресії обчислювали за значеннями середнього квадратичного відхилення розподілу вантажопідйомності (6,25 т) та відповідних показників кореляційного зв'язку результативної і факторіальних ознак.

За рівняннями (1...4) побудовані графіки (рис. 2) зміни номінальної вантажопідйомності причепів залежно від досліджуваних факторіальних ознак. З урахуванням помилок рівнянь лінії регресії вантажопідйомності по досліджуваних факторах охоплюють 85%, 82, 79 і 73% статистичних даних, що увійшли до розрахунку залежностей відповідно (1), (2), (3) і (4).

На рис. 2 вказані марки причепів, досліджувані ознаки яких відносно більше відхиляються від відповідних ліній регресії. Мінливість досліджуваних ознак характеризували коефіцієнтом варіації. Виявилось, що за введеними в статистичну вибірку марками і моделями причепів, коефіцієнти варіації (%) розподілів такі: вантажопідйомності – 60,8; конструктивної маси – 56,6; довжини і ширини кузова відповідно 26,2 і 5,8, а висоти основних бортів – 10,3.

З використанням рівняння (1) можна вести розрахунки з комплектування тракторно-транспортних агрегатів, визначення їх складу та вибору швидкості руху з урахуванням дорожніх умов. Закономірність, що описується рівнянням (2), може бути використана при визначенні кінематичних характеристик тракторно-транспортних агрегатів. Залежності, що подані рівняннями (3) і (4), знайдуть застосування при визначенні і обґрунтуванні параметрів тракторно-транспортних агрегатів, що характеризують умови безпечного їх використання. Крім того, залежність (4) буде корисна при визначенні експлуатаційних допусків на розміри рулонів трести як об'єктів транспортування.

Висновки. Ефективне функціонування навантажувачів може бути забезпечене при використанні на перевезенні трести тракторно-транспортних засобів у складі з причепами вантажопідйомністю 4...10 т. Вантажопідйомність причепів є прямолінійно зростаючою функцією їхньої конструктивної маси і внутрішньої довжини кузова та сповільнено зростаючою – внутрішньої ширини кузова і висоти основних бортів платформи.

Перспективи подальших розвідок на нашу думку мають бути зосереджені на дослідженні і обґрунтуванні продуктивності навантажувачів трести в транспортному забезпеченні її збирання.

Список літератури

1. Горбовий А.Ю. Перспективи покращення механізації льонарства в Україні / А.Ю. Горбовий, Л.П. Серета, В.М. Пришляк // Вісн. Харків. нац. техніч. ун-ту с. г. ім. Петра Василенка: механізація сільськогосподарського виробництва. – Х., 2008. – Вип. 75, Т. 2. – С. 159 – 169.
2. Диденко Н.К. Обоснование грузоподъемности транспортных средств / Н.К. Диденко // Математические методы прогнозирования с.-х. производства: прогнозирование развития материально-технической базы. – К.: УкрНИИНТИ, 1970. – Вып. 3. – С. 31 – 33.
3. Дідух В.Ф. Збирання та первинна переробка льону-довгунця: монографія / Дідух В.Ф., Дударев І.М., Кірчук Р.В. – Луцьк: Ред.-вид. відділ Луцького нац. техніч. ун-ту, 2008. – 215 с.
4. Експлуатація машинно-тракторного парку в аграрному виробництві / [Ільченко В.Ю., Карасьов П.І., Лімонт А.С. та ін.]; за ред. В.Ю. Ільченка. – К.: Урожай, 1993. – 288 с.
5. Завалишин Ф.С. К установлению грузоподъемности производственного сельскохозяйственного транспорта / Ф.С. Завалишин // Земледельческая механика. – М.: Машиностроение, 1964. – Т. 8. – С. 75 – 84.
6. Завалишин Ф.С. Основы расчета механизированных процессов в растениеводстве / Завалишин Ф.С. – М.: Колос, 1973. – 319 с.
7. Залужний В. Перспективні напрямки технологій та розробки машин для приготування і піднімання лляної трести / В. Залужний, О. Сидорчук, Ю. Прошенко // Техніка АПК. – 2004. – № 10 – 11. – С. 16 – 18.
8. Климчук В.М. Теоретичні основи формування рулонів льонотрести пресами з камерами змінюваного і постійного об'єму / В.М. Климчук // Механізація та електрифікація сільського господарства. – Глеваха: ННЦ «ІМЕСГ» УААН, 2007. – Вип. 91. – С. 148 – 156.
9. Мацепуро М.Е. К вопросу разработки подвижного состава сельскохозяйственного транспорта / М.Е. Мацепуро // Вопросы земледельческой механики. – Минск: Гос. изд-во БССР (Редакция с.-х. литературы), 1959. – Т. 1. – С. 230 – 283.
10. Назарівський О.В. Аналіз механізації збирання на полі рулонів і доставки їх до місця завантаження / О.В. Назарівський, М.Г. Грушецька // Сільськогосподарські машини: зб. наук. ст. – Луцьк: Ред.-вид. відділ Луцького нац. техніч. ун-ту, 2009. – Вип. 18. – С. 317 – 320.
11. Семкович А.Д. Об определении оптимальной грузоподъемности транспортных средств для снабжения удобрителей жидкими удобрениями / А.Д. Семкович // Оптимальное проектирование сельскохозяйственных производственных процессов: науч. тр.; под ред. В.А. Желиговского. – М.: Колос, 1971. – С. 162 – 178.
12. Сидорчук О. Аналіз стану та перспективи технологій і машин для збирання льону-довгунця / О. Сидорчук, В. Залужний, В. Шейченко // Техніка АПК. – 2004. – № 3. – С. 10 – 11.
13. Сизов В.И. Крупные паковки: метод и особенности / В.И. Сизов // Лен и конопля. – 1987. – № 5. – С. 33 – 35.
14. Справочник льновода / [Труш М.М., Сергеев И.П., Марченков А.Н. и др.]; сост. М.М. Труш и Ф.М. Карпунин. – Л.: Агропромиздат. Ленингр. отд-ие, 1985. – 240 с.

А. Лімонт, В. Ломакін

Тракторные прицепы как средства транспортирования упаковок льонотресты

Спрогнозирована производительность транспортных средств упаковок льонотресты. Исследована грузоподъемность тракторных самосвалных прицепов в зависимости от их конструктивной массы, внутренних длины и ширины, а также высоты основных бортов кузова.

A. Limont, V. Lomakin

Tractor trailers as ways of transportation of packings flax rolls

The vehicle productivity in the course of packing flax fiber straw has been forecasted. The load-carrying capacity of tractor dump truck trailers depending on their structural mass, inner length and width, as well as the height of the body gate has been investigated.

Одержано 15.08.09

Удосконалення конструкції пневмомеханічного висівного апарата

Проведено аналіз впливу стабільності величини розрідження в вакуумній камері пневматичного висівного апарата на якість заповнення отворів висівного диска насінинами і розглянуто заходи для підвищення рівномірності величини розрідження, розроблені різними авторами а також основні переваги і недоліки цих пропозицій. На підставі проведених власних досліджень авторами запропоновано внести конструктивні зміни в серійний пневматичний висівний апарат для покращення заповнення отворів диска насінинами

заповнення отворів диска насінинами, стабільність величини вакууму, забірна камера

Урожайність сільськогосподарських культур в значній мірі залежить від якості сівби, зокрема, від рівномірності розподілу насіння по площі, яка засівається, і глибини загортання. На даний час найкращу якість розподілення насіння забезпечують пунктирні сівалки, які обладнані висівними апаратами з механічним або пневмомеханічним принципом дії. Останнім часом перевагу віддають сівалкам з пневмомеханічними висівними апаратами, оскільки вони мають суттєві переваги перед сівалками з механічними висівними апаратами, зокрема, вони значно простіші за конструкцією і для них не потрібно ретельно калібрувати насіння, яке висівається. Тому на даний час виробництво сівалок з механічними висівними апаратами майже повністю припинено, і важливим слід вважати проведення досліджень по вивченню можливостей підвищення якості сівби саме пневматичними сівалками. Актуальність проведення робіт у даному напрямку пояснюється тим, що, хоча рівномірність розподілу насінин по площі цими сівалками значно краща у порівнянні з іншими, вона досі не відповідає агротехнічним вимогам.

Питанням підвищення якості роботи пневматичних висівних апаратів присвячено багато досліджень [1, 2, 3, 4], в яких автори вивчали вплив на рівномірність розподілу насінин вздовж рядка різних факторів, зокрема конструктивних параметрів висівного диска: кількості і діаметра присмоктувальних отворів, форми поверхні отворів, конструкції скидача зайвих насінин, конструктивних параметрів вакуумної камери: глибини камери, її довжини і місця розташування, місця розміщення патрубку підводу вакууму та ін., а також режиму роботи висівного апарата: частоти обертання висівного диска і величини розрідження в вакуумній камері. Враховуючи, що рівномірність розподілу насінин в значній мірі залежить від якості заповнення отворів висівного диска, в проведених дослідженнях вивчався вплив перелічених факторів на цей показник. В роботі [1] з використанням метода планування багатофакторних експериментів було встановлено, що на якість заповнення отворів висівного диска насінинами, а отже і на рівномірність розподілу насінин в рядку, найбільший вплив мають частота обертання висівного диска і величина розрідження в вакуумній камері, при цьому було встановлено оптимальні значення цих факторів. В дослідженнях [5, 6] авторами було доведено, що, крім величини розрідження в вакуумній камері, значний вплив на якість заповнення отворів диска насінинами має і стабільність величини вакууму в вакуумній камері (при зменшенні стабільності, тобто при збільшенні коливань вакууму, заповнення отворів диска насінинами погіршується).

Метою даної роботи є уточнення причин коливання величини розрідження в вакуумній камері та розробка заходів по їх усуненню, за рахунок удосконалення конструкції висівного апарата, що дозволить поліпшити якість заповнення отворів висівного диска насінинами, а отже і рівномірність розподілу насінин в рядку.

Дослідження по вивченню випадків коливання величини розрідження в вакуумній камері показують, що це, в основному, відбувається за двох причин. Перша – це поява при проходженні зони вакуумної камери незаповнених насінинами отворів на висівному диску, а друга – утікання повітря між корпусом і кришкою висівного апарата. В роботі [6] проведена кількісна оцінка впливу цих факторів на стабільність вакууму. Авторами обґрунтовано теоретично і підтверджено експериментально, що поява на висівному диску в зоні проходження ним вакуумної камери хоча б одного незаповненого отвору діаметром 3,3мм призводить до падіння вакууму на (15–20)%. При збільшенні діаметрів отворів на диску амплітуда коливань вакууму зростає. Приблизно на таку ж величину знижується величина вакууму в вакуумній камері через наявність зазорів між корпусом і кришкою висівного апарата. Введення в конструкцію серійного висівного апарата прокладки із еластичного матеріалу між корпусом і кришкою дозволило усунути зазори між ними, тобто виключити другу причину коливання величини розрідження в вакуумній камері. Що стосується першої причини коливання вакууму, то, як показали дослідження, усунути її не представляється можливим без внесення змін в конструкцію пневматичного висівного апарата.

У роботі [6] для усунення цієї причини (зменшення величини вакууму через появу в зоні розташування вакуумної камери на висівному диску незаповнених отворів) пропонується обладнати висівний апарат додатковим пристроєм – автоматичним регулятором розрідження. Регулятор складається з заслінки, яка з'єднана з підпружиненим штоком пневмоциліндра, аеродинамічно сполученого з вакуумною камерою. Принцип дії регулятора полягає у наступному: при зменшенні величини розрідження в вакуумній камері заслінка перекриває частину камери, зменшуючи кількість повітря, яке проходить через живий переріз вакуумної камери, і тим самим збільшує величину розрідження.

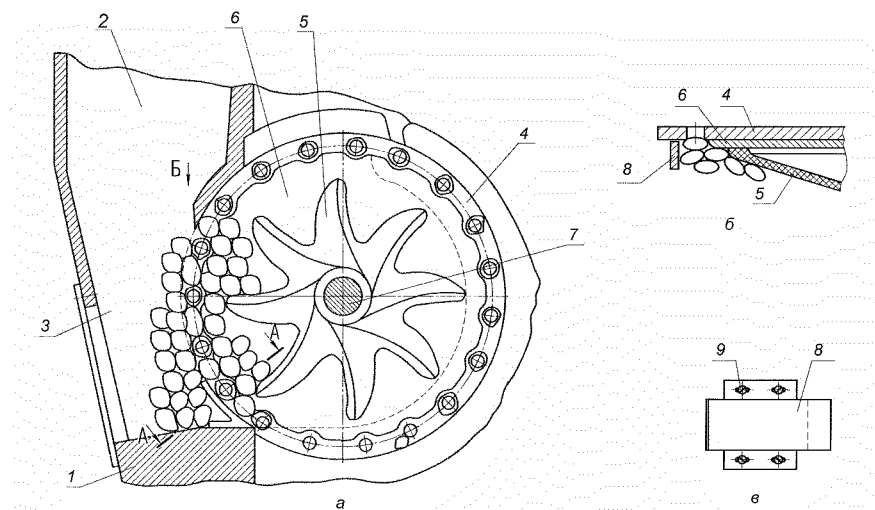
На наш погляд, запропонована конструкція має ряд суттєвих недоліків, внаслідок чого вона не знайшла практичного застосування. По-перше, конструкція запропонованого пристрою є достатньо складною, а по-друге, що є більш суттєвим недоліком, це те, що в конструкцію регулятора входить така інерційна ланка, як пружина, і тому для того, щоб заслінка пересунулася в інше положення і перекрила частину вакуумної камери, потрібний деякий час, який може бути достатнім, щоб принаймні один отвір на висівному диску залишився незаповненим. Також необхідно враховувати, що жорсткість пружин з часом може змінюватися, що значно утруднює забезпечення однакової величини розрідження в вакуумних камерах всіх висівних апаратів сівалки.

В результаті проведених нами досліджень було встановлено, що коливання величини розрідження в вакуумній камері, а отже, і випадків незаповнення отворів диска насінинами з цієї причини, можна уникнути, якщо забезпечити орієнтацію насінин в забірній камері безпосередньо в зоні розташування отворів на висівному диску. При такій орієнтації отвори на диску по всій довжині вакуумної камери будуть перекриті насінинами, що забезпечить стабільність величини вакууму. В роботі [6] автори пропонують для орієнтації насінин в забірній камері в зоні розташування отворів встановлювати між висівним диском і ворушилкою допоміжний диск, щоб між зовнішнім діаметром його і отворами на висівному диску була відстань не більше (1–2)мм. Можна погодитися з авторами, що така конструктивна зміна буде сприяти покращенню орієнтації насінин в зоні розташування отворів, але, на наш погляд, задача найкращого орієнтування насінин не вирішується повністю. Дійсно, допоміжний диск сприяє кращій орієнтації насіння, але це сприяння

однобічне – допоміжний диск не дає можливості насінинам відхилятися від зони розташування отворів на висівному диску в напрямку до центру диска, але в іншому – від центра диска, де діє і відцентрова сила, яка додатково сприяє переміщенню насінин в цьому напрямку, тобто гарантованого потрібного орієнтування насінин в забірній камері допоміжний диск не забезпечує.

В процесі проведення досліджень по вирішенню проблеми забезпечення оптимальної орієнтації насінин в забірній камері нами вивчався характер заповнення отворів на висівному диску в залежності від розташування їх по довжині вакуумної камери. Для цього експериментальна установка передбачала можливість закріплення фотодіоду, призначеного для контролю заповнення отворів диска насінинами, на кришці висівного апарата від початку до кінця вакуумної камери з кроком, якій дорівнював кроку розташування отворів на висівному диску. Результати експериментальних досліджень показали, що стабільне присмоктування насінин до отворів починається не одразу після входження отворів диска в вакуумну камеру а на деякій відстані від її початку, яка дорівнює приблизно від двох до трьох кроків між отворами. При подальшому русі висівного диска вдовж вакуумної камери отвори висівного диска практично бувають усі заповнені. В зв'язку з цим, можна зробити висновок, що в початковий момент входження отворів висівного диска в вакуумну камеру існує велика вірогідність наявності на висівному диску не перекритих насінинами отворів (від 1 до 3), що і є основною причиною коливання розрідження в вакуумній камері. На підставі цього була висунута гіпотеза, що якщо забезпечити в забірній камері на відстані, рівній трьом крокам між отворами, від початку вакуумної камери розташування насінин в один рядок напроти отворів висівного диска, то можна підвищити стабільність вакууму в вакуумній камері. Дійсно в цьому випадку до отворів диска, коли вони будуть рухатися від початку вакуумної камери до відстані, вказаної вище, хоча і не будуть присмоктуватися насінинами, але отвори будуть ними майже повністю перекриті і зниження вакууму буде зовсім незначне.

Для реалізації викладених міркувань в конструкцію висівного апарата пропонується внести наступні конструктивні зміни (рис.1). В нижній частині корпусу висівного апарата в



1 – корпус; 2 – горловина; 3 – забірна камера; 4 – висівний диск; 5 – ворушила; 6 – допоміжний диск; 7 – вал;
8 – пластина; 9 – гвинт

Рисунок 1 – Удосконалена конструкція пневматичного висівного апарата: а – загальний вид; б – розріз А-А;
в – вид по стрілці Б

зоні початку вакуумної камери встановлюється криволінійна пластина таким чином, щоб відстань між зовнішнім колом допоміжного диска і пластиною перевищувала максимальний розмір насінини. Пластина повинна перекривати початкову частину вакуумної камери на довжину, рівну трьом крокам між отворами висівного диска. Це забезпечує при роботі висівного апарата миттєву орієнтацію насінин проти отворів диска на вході їх в зону вакуумної камери, а отже, і перекриття отворів насінинами в цій зоні і, таким чином, сприяє зменшенню коливань величини розрідження в вакуумній камері.

Порівняльні випробування серійного і модернізованого апарата показали, що запропоновані конструктивні зміни дають можливість підвищити стабільність вакууму на (10–15)%.

На наступному етапі досліджень планується провести уточнення величини впливу запропонованих змін на якість заповнення отворів диска насінинами і на рівномірність розподілу насінин у рядку.

Список літератури

1. Петренко Н. Н. Исследование пневматического высевающего аппарата / Петренко Н. Н., Косинов М. М., Игнатенко Л. Д., Гребенюк В. М. // Конструирование и технология пр-ва с.-х. машин : Респ. межвед. науч.-техн. сб. – К. : Техніка, 1980. – Вып. 10. – С.26–28.
2. Комаристов В. Е. Исследование пневматического аппарата для высева семян пропашных культур / Комаристов В. Е., Петренко Н. Н., Игнатенко Л. Д. // Конструирование и технология производства с.-х. машин : Респ. межвед. науч.-техн. сб. – 1975. – Вып.5. – С.31–35.
3. Комаристов В. Е. Определение параметров пневматического аппарата для высева семян пропашных культур / Комаристов В. Е., Петренко Н. Н., Игнатенко Л. Д. // Реферативная информация о законченных науч.-иссл. работах в вузах УССР ; Машиностроение и металлообработка. – 1975. –Вып.15. – С.20–21.
4. Комаристов В. Е., Петренко Н. Н., Игнатенко Л. Д. Автоматизированный стенд для испытания пневматических аппаратов для высева семян пропашных культур / Комаристов В.Е., Петренко Н.Н., Игнатенко Л.Д. // Реферативная информация о законченных науч.-иссл. работах в вузах УССР ; Машиностроение и металлообработка. – 1975. – Вып.15. – С.21–22.
5. Бойко А. І. Експериментальне визначення раціональних параметрів вакуумного пневмомеханічного висівного апарата / Бойко А. І., Амосов В. В. // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин : Загальнодерж. міжвідомч. наук.- техн. зб. – Кіровоград : КНТУ, 2006. – Вип. 36. – С.108–110
6. Мартиненко С. А. Дослідження висівного апарата з автоматичним регулюванням розрідження / Мартиненко С. А., Остапчук М. В., Цепя Н. І. // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин : Загальнодерж. міжвідомч. наук.-техн. зб. – Кіровоград : КДТУ, 1999. – Вип. 27. – С. 59–60.

М. Косинов, С.Шмат, В. Амосов

Усовершенствование конструкции пневматического высевающего аппарата.

Проведен анализ влияния стабильности величины разрежения в вакуумной камере пневматического высевающего аппарата на качество заполнения отверстий высевающего диска семенами и рассмотрены способы для повышения равномерности величины разрежения, разработанные разными авторами а также основные преимущества и недостатки этих предложений. На основании проведенных собственных исследований авторами предложено внести конструктивные изменения в серийный пневматический высевающий аппарат для улучшения заполнения отверстий диска семенами.

M.Kosinov, S Shmat, V. Amosov

Improvement of construction of pneumatic sowing vehicle.

The analysis of influencing of stability of size of rarefaction in the vacuum chamber of pneumatic sowing vehicle on quality of filling of opening of sowing disk is conducted by seeds and methods for the rise of evenness of

size of rarefaction are considered, developed by different authors and also basic advantages and lacks of these suggestions. On the basis of the conducted own researches by authors it is offered to make structural alterations in the serial pneumatic sowing a vehicle for the improvement of filling of opening of disk seeds.

Одержано 05.09.09

Некоторые аспекты повышения ресурса сельскохозяйственных машин

Рассмотрены вопросы применения технологических процессов восстановления деталей сельскохозяйственных машин с целью повышения их надёжности и долговечности. Проведенные исследования позволили использовать разработанную технологию по конструктивному усовершенствованию и вибрационному упрочнению лезвий дисков копачей свеклоуборочного комбайна. **надёжность, долговечность, технологический процесс, вибрационная обработка**

Повышение качества восстановления изношенных деталей и ремонта сборочных единиц и машин имеет большое значение для успешного функционирования всего агропромышленного комплекса. Восстановление ресурса техники, повышение её надёжности является основным заданием ремонтно-обслуживающих предприятий.

Практика показывает, что основные сборочные единицы и агрегаты сельскохозяйственных машин исчерпывают ресурс через 3...4 года при расчётном сроке службы 8...10 лет.

В странах с рыночной экономикой фактический срок службы машин в сельском хозяйстве значительно выше (табл.1).

Таблица 1 – Фактический срок службы в странах с рыночной экономикой

Срок службы	Франция	США	Канада
Тракторы	30	25	22
Комбайны	38	30	25

Большинство изношенных деталей сельскохозяйственной техники имеет высокую остаточную стоимость, при восстановлении которых затрачивается в 20...30 раз металла и материалов меньше, чем при изготовлении новых. Более 90% деталей выбраковывается, хотя имеют износ 0,1...0,3 мм, т.е. утратили 0,05...0,10% массы. Практика показывает, что 65...75% таких деталей могут быть восстановлены.

Анализ данных эксплуатации сельскохозяйственной техники показывает, что основные отказы (до 50%) приходятся на двигатели внутреннего сгорания; наработка на отказ после капитального их ремонта уменьшается в 2,0...3,5 раза по сравнению с новыми.

Переориентирование экономической политики Украины на введение рыночных отношений во всех отраслях народного хозяйства требует изменений в структуре ремонтно-обслуживающей базы, в её организации, управлении и технологии производства, поиска новых направлений создания системы технического сервиса машин в сельском хозяйстве. Такая система позволит:

- обеспечивать высокую готовность машин, максимальную сменную наработку;
- благодаря профессиональному обслуживанию продлевать срок службы машин и этим снижать затраты на их приобретение;
- главным считать интерес производителя сельскохозяйственной продукции.

В реализации задач, которые решает сельскохозяйственное производство, важное значение имеют: повышение технической готовности сельскохозяйственной техники, эффективность её использования, обеспечение сохранности, сокращение затрат средств на поддержание в работоспособном и исправном состоянии. Это требует непрерывного развития и совершенствования ремонтно-обслуживающей базы всех уровней, которая должна обеспечить создание рынка услуг.

Важная роль в повышении технической готовности сельскохозяйственной техники принадлежит ремонтно-обслуживающей базе хозяйств и районным предприятиям технического сервиса, на долю которых приходится до 90% от общего объема работ по техническому обслуживанию и ремонту машин.

Большое значение следует уделять выбору технологических процессов восстановления изношенных деталей в условиях сельскохозяйственных ремонтных предприятий. Технология восстановления должна соответствовать уровню современного технологического процесса, обеспечивать надлежащую долговечность работы восстановленных деталей. Применяемая технология должна иметь хорошую теоретическую разработку.

В повышении надёжности и долговечности рабочих органов сельскохозяйственных машин значительная роль принадлежит новым конструктивным решениям и упрочняющим обработкам рабочих поверхностей ответственных деталей [1].

Применение упрочняющих технологий способствует созданию запаса надёжности технологического процесса восстановления, так как за счёт введения специальных операций обеспечиваются более высокие эксплуатационные свойства восстанавливаемых деталей сельскохозяйственной техники.

В этом плане особый интерес представляют разработки, связанные с упрочнением методом вибрационного деформирования. Широкие технологические возможности этого метода одновременно с высокой эффективностью на упрочняющих операциях ставят его в число наиболее актуальных и прогрессивных способов обработки и упрочнения деталей машин.

В машиностроении созданы новые виды вибрационной обработки: шпиндельная вибрационная обработка, виброабразивная электрохимическая обработка, магнитновибрационная обработка, вибрационная механотермическая обработка.

Шпиндельная вибрационная обработка – технологический процесс обработки поверхности детали путём снятия мельчайших частиц металла в результате скольжения и столкновения с высокой скоростью частиц рабочей среды с обрабатываемой поверхностью.

При виброабразивном электрохимическом методе обработки деталь располагается в вибрирующей абразивной среде, смоченной электролитом. Интенсивность снятия металла повышается в 5...7 раз по сравнению со шпиндельной обработкой[2].

Вибротермомеханическая обработка применяется в качестве упрочняющей технологической операции.

В машиностроении применяется способ обработки металлов давлением с применением ультразвуковых колебаний в процессе деформирования. При этом снижается напряжение текучести и тем самым уменьшается усилие обработки. На кафедре ремонта машин и технологии конструкционных материалов разработана технология восстановления корпусных деталей зерноуборочных комбайнов с использованием ультразвуковых колебаний. Стоимость восстановленных корпусных деталей этим методом в 1,5...1,7 раза меньше по сравнению со стоимостью новых деталей.

Использование вибрации позволили усовершенствовать старые и разработать новые технологические процессы по доводке и чистовой обработке поверхностей деталей, изготовленных из прочных материалов.

Применение вибродеформационного процесса в технологических операциях позволяет повысить качество и производительность формообразования по сравнению с традиционными способами выполнения этих операций, а также повысить уровень механизации и автоматизации многих трудоёмких процессов.

Повышенная интенсивность протекания процессов при наличии вибраций обуславливается характером воздействия их на обрабатываемые предметы. Вибрационная обработка в технологии машиностроения является прогрессивным направлением, возможности которого и область применения ещё не полностью выявлены.

Широкие технологические возможности этого метода в сочетании с высокой производительностью на очистных, шлифовально-полировочных и упрочняющих операциях ставят его в число наиболее актуальных и перспективных способов обработки и упрочнения деталей машин.

В настоящее время специалистами различных отраслей хозяйства ведутся исследования в этой области; совместно с предприятиями проводятся работы по освоению виброобработки на различных технологических операциях как в машиностроении, так и в ремонтном производстве.

На основании проведенных исследований, выполненных совместно с конструкторским отделом ОАО «Тернопольский комбайновый завод», принята к использованию разработанная нами технология по конструктивному решению и вибрационному упрочнению лезвий дисков копачей свеклоуборочного комбайна. Разработан технологический процесс восстановления изношенных дисков копачей, обеспечивающий снижение невыкапываемости и повреждения корнеплодов свеклы на 28% и повышение коэффициента технического использования на 6%.

Надежность работы дисков копачей, восстановленных по разработанной технологии, в 1,75 раза выше, чем новых дисков [3].

С целью более интенсивного применения процесса вибрационной обработки в ремонтно-обслуживающем производстве представляет практический и теоретический интерес проведения дальнейших исследований по вибрационному упрочнению деталей машин, работающих в особо нагруженных условиях, для поиска путей повышения их долговечности и надёжности.

Список литературы

1. Постанова Кабінету Міністрів України від 30 травня 2007 р. № 785 "Про затвердження Державної цільової програми реалізації технічної політики в агропромисловому комплексі на період до 2011 року".
2. Бабичев А.П. Вибрационная обработка деталей. – М.: Машиностроение, 1994. – 136 с.
3. Біловод О.І. Дудніков А.А. К вопросу износостойкости рабочих органов свеклоуборочных комбайнов./ О.І.Біловод, А.А. Дудніков // Вісник ХДТУСГ ім. П.Василенка: Механізація сільськогосподарства. Вип. 59, том 1. –Харків. 2007.– С. 288-293.

А. Дудніков, І. Дудніков, О. Біловод

Деякі аспекти підвищення ресурсу сільськогосподарських машин

Розглянуті питання використання технологічних процесів відновлення деталей с/г машин з метою підвищення їх надійності та довговічності. Приведені дослідження дозволили використовувати

розроблену технологію по конструктивному вдосконаленню та вібраційному зміцненню лез дисків копачів бурякозбирального комбайна.

A. Dudnikov, I. Dudnikov, A. Belovod

Some aspects of increasing agricultural machinery life

The questions of using technological processes of agricultural machinery parts restoration to improve their reliability and durability are considered. The carried out researches have allowed to use the developed technology for the structural improvement and vibrational strengthening of sugar beet harvester digger blades.

Одержано 10.09.09

Механизм упрочнения поверхности деталей при обычном и вибрационном их восстановлении

Рассмотрен механизм пластического деформирования материала деталей при различных способах их восстановления. Установлено, что по сравнению с упрочнением деталей обычным деформированием, при вибрационном упрочнении величина деформации в радиальном направлении будет иметь большее значение, что приводит к большему уплотнению обрабатываемой поверхности, а, следовательно, способствует большему ее упрочнению.

упрочнение, линии скольжения, деформирование, напряженное состояние

Упрочнение поверхности восстанавливаемых деталей является одним из эффективных способов повышения ресурса сельскохозяйственных машин при их эксплуатации. При вибрационной обработке восстанавливаемых деталей происходит существенное изменение физико-механического состояния поверхностных слоев, что способствует значительному повышению их прочности. Запас прочности материала восстанавливаемых деталей, как показали проведенные нами исследования, можно повысить до трех раз и тем самым увеличить их ресурс за счет снижения интенсивности их изнашивания [1].

Повышение прочности и долговечности при упрочнении происходит за счет возникающих в поверхностных слоях обрабатываемого материала сжимающих остаточных напряжений, которые способствуют улучшению его свойств.

При пластическом деформировании материала детали на контактной поверхности с обрабатывающим инструментом появляются линии скольжения, которые под углом 90° пересекаются с друг другом и совпадают с направлениями максимальных контактных напряжений. Линии скольжения на свободную (не контактную) поверхность выходят под углом 45° .

На контактируемой поверхности обрабатываемой детали с обрабатывающим инструментом возникает напряжение трения. При максимальном его значении одно семейство линий скольжения выходит на контактную поверхность под углом 90° , а другое – касательно к ней.

При обычном деформировании наблюдается постоянный контакт обрабатывающего инструмента с поверхностью восстанавливаемой детали. В результате чего траектории максимальных касательных напряжений будут постоянно располагаться под углом 90° к обрабатываемой поверхности.

При вибрационном нагружении при отрыве инструмента от обрабатываемой поверхности этот угол будет равен 45° . Таким образом, в процессе вибрационного деформирования угол пересечения линий скольжения с обрабатываемой поверхностью детали будет изменяться от 45° до 90° . Следовательно, при вибрационной обработке поверхности восстанавливаемой (упрочняемой) детали в момент отрыва инструмента усилие будет направлено под большим углом к направлению его движения. В результате этого величина деформации в радиальном направлении образца будет иметь

большее значение по сравнению с обычной обработкой. При этом происходит большее уплотнение обрабатываемой поверхности, т.е. её упрочнение.

На свободной (неконтактной) поверхности нормальное к ней напряжение (в направлении движения обрабатывающего инструмента) σ_1 равно нулю, а в перпендикулярном направлении к движению инструмента действует нормальное напряжение сжатия σ_2 . По уравнению пластичности среднее напряжение на свободной поверхности будет равно:

$$\bar{\sigma}_3 = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2} = \frac{0 + \sigma_2}{2} = -\kappa, \quad (1)$$

где $\kappa = \frac{\sigma_4}{\sqrt{3}}$;

σ_4 - напряжение в зоне контакта.

При переходе линий скольжения со свободной на контактную поверхность они повернутся на угол 90° . При этом изменение средних напряжений составит:

$$\bar{\sigma}_3 - \bar{\sigma}_4 = 2\kappa \frac{\pi}{2} = \kappa\pi. \quad (2)$$

Отсюда напряжение в точке контакта будет равно:

$$\bar{\sigma}_4 = \bar{\sigma}_3 - \kappa\pi = -\kappa(1 + \pi). \quad (3)$$

На контактной поверхности в направлении движения инструмента действуют сжимающие напряжения:

$$\sigma_5 = -\kappa(2 + \pi) = 5,14\kappa. \quad (4)$$

Подставляя в данное уравнение значение κ , имеем:

$$\sigma_5 = -\frac{5,14}{\sqrt{3}}\sigma_T \approx 2,97\sigma_T, \quad (5)$$

где σ_T - предел текучести обрабатываемого материала.

Поскольку при вибрационном деформировании в момент отрыва обрабатывающего инструмента от поверхности обрабатываемой детали трение отсутствует, то нормальное напряжение на ней на основании теории пластичности [2] будет равно $1,15\sigma_T$. Следовательно, при обычной обработке поверхности напряжение в 2,57 раза будет больше, чем при вибрационном нагружении.

В результате пластического деформирования происходит уплотнение (упрочнение) материала восстанавливаемой детали, вызывающее изменение её размеров [3] (рис.1).

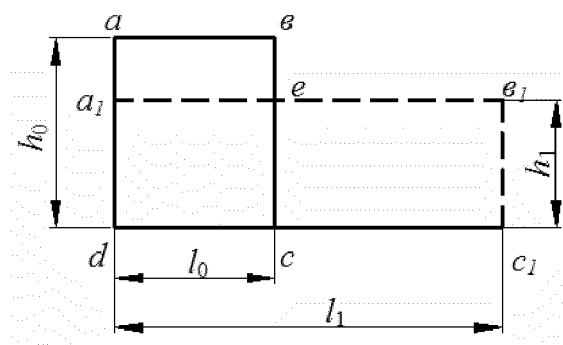


Рисунок 1 - Размеры элемента материала до и после деформирования

Исходное сечение элемента образца $abcd$ высотой h_0 и длиной l_0 после деформирования приобретает размеры h_1 и l_1 . Поскольку при деформировании большая часть металла будет перемещаться в направлении длины элемента, то площадь eb_1c_1c , равная $h_1(l_1 - l_0)$, будет меньше площади $abea_1$, равной $l_0(h_0 - h_1)$.

Степень развития уширения можно характеризовать отношением этих площадей:

$$\varphi = \frac{h_1(l_1 - l_0)}{l_0(h_0 - h_1)}. \quad (6)$$

Степень уплотнения обрабатываемого материала рассматриваемого элемента составит:

$$\eta = \frac{h_0 \cdot l_0}{h_1 \cdot l_1}. \quad (7)$$

С учётом коэффициента φ и степени деформации $\varepsilon = \frac{h_0 - h_1}{h_0}$ можно записать:

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{h_0 \cdot l_0}{h_1 \cdot l_1} = \frac{h_0 l_0}{l_0 h_1 + \varphi l_0 (h_0 - h_1)} = \\ &= \frac{1}{\frac{h_1}{h_0} + \varphi \frac{h_0 - h_1}{h_0}} = \frac{1}{\frac{h_0 - \Delta h}{h_0} + \varphi \frac{\Delta h}{h_0}} = \frac{1}{1 - \varepsilon(1 - \varphi)}. \end{aligned} \quad (8)$$

Расчётные значения степени уплотнения (упрочнения) приведены в табл. 1.

Таблица 1 - Расчётные значения степени уплотнения

Материал	Степень уплотнения	
	обычное деформирование	вибрационное деформирование
Сталь 65Г	0,042	0,059
Сталь 45, сормайт	0,035	0,048
Сталь 65Г, сормайт	0,028	0,039

Проведенными исследованиями установлено, что степень упрочнения материала дисков копачей свеклоуборочных комбайнов, восстановленных привариванием шин из стали 45 с последующей наплавкой сормайтот при вибационном деформировании в 1,37 раза больше, чем при обычной обработке.

Список литературы

1. Беловод А.И. Упрочняющая обработка вибационным деформированием/ А.А. Дудников, А.В. Горбенко, А.И. Беловод // Сб. научн. Статей ЛНАУ. – Луганск.: – 2006. – С. 86-88.
2. Канарчук В.В. Основы надёжности машин. –К.: Наукова думка, 1982. – 354с.
3. Сулима А.М. Поверхностный слой и эксплуатационные свойства деталей машин/ А.М.Сулима, В.А. Шулов, Ю.Д.Ягодкин –М.: Машино-строение, 1988. – 240с.

А. Біловод

Механізм зміцнення поверхні деталей при звичайному та вібраційному їх відновленні

Розглянутий механізм пластичної деформації матеріалу деталей при різних способах їх відновлення. Встановлено, що порівняно із зміцненими деталями звичайним деформуванням, при вібраційному покращенні величини деформації у радіальному напрямку буде мати більше значення, що призводить до більшого зміцнення поверхні, що обробляється, а, відповідно, сприяє кращому її зміцненню.

A. Belovod

Mechanism of strengthening surface of details by the usual and vibrating them by the reconstruction

Considered mechanism of plastic deformation material components by the different ways of their resumption. Established that comparing with strengthening components by usual deformation, by the vibrating improvement the size of deformation in radial strain it will have more meaning that leading to the bigger strengthening surface which treated and in accordance with this it help or assists the better of its strengthening.

Одержано 10.09.09

УДК 621.9-621.98

И.А. Дудников, доц., А.П. Кившик, канд. техн. наук, А.А. Дудников, проф.
Полтавская государственная аграрная академия

К вопросу влияния вибрационной обработки на деформирование материала обрабатываемых деталей

Рассмотрены вопросы влияния режимов вибрационного деформирования материала деталей на величину деформации. В частности исследовался вопрос зависимости между величиной деформации и припуском на обработку при вибрационном упрочнении восстанавливаемых деталей. Установлено, что при износе поршневых пальцев от 0,01 до 0,06 мм необходимая деформация может быть достигнута при вибрационном методе обработки за один проход с припуском 0,17–0,26 мм.
деформация, интенсивность процесса, образцы, припуск, износостойкость, остаточные напряжения

Одним из основных параметров технологического процесса восстановления изношенных деталей машин является величина их деформации, позволяющая компенсировать износ, полученный в процессе эксплуатации.

Представляется важным установление зависимости между величиной деформации и припуском на обработку при вибрационном деформировании восстанавливаемых деталей.

Применение вибрационных методов обработки способствует интенсификации многих трудоемких технологических процессов, повышает производительность обработки и экономическую эффективность этих процессов [1].

Основой вибрационного упрочнения является динамический характер протекания процесса, который обеспечивает пластическое деформирование материала поверхностного слоя. В результате происходит повышение микротвердости и образуются остаточные напряжения, способствующие повышению износостойкости восстанавливаемых деталей.

Исследованию подвергали образцы наружным диаметром от 25 до 30 мм и внутренним 16,3...16,8 мм.

Обычную и вибрационную обработку образцов производили при скорости движения обрабатывающего инструмента (пуансона) $v = 0,03 \text{ м/с}$ с трёхкратной повторностью замеров.

Увеличение размера образца в каждой размерной точке определяли как среднее арифметическое разностей повторных измерений в ней до и после окончания процесса деформирования.

Для практических целей необходимо иметь зависимость, связывающую величину необходимой остаточной деформации с припуском на обработку. В этом случае, зная величину износа детали и учитывая припуск на последующую после раздачи механическую обработку, можно определить необходимое значение припуска Π раздачи, обеспечивающего допустимый уровень остаточной деформации.

Полученные в результате исследований данные позволили вывести эмпирическую зависимость припуска с остаточной деформацией:

$$\Pi = a \cdot \Delta D^{\epsilon}, \quad (1)$$

где a и ϵ – неизвестные коэффициенты, которые необходимо определить.

В логарифмическом виде это уравнение, если принять $\lg \Pi = y$, а $\lg \Delta D = x$, можно записать:

$$y = \lg a + \epsilon x \quad (2)$$

Коэффициенты a и ϵ могут быть найдены методом наименьших квадратов.

Согласно этому методу сумма $S = \sum_{i=1}^n (y - \lg a - \epsilon \cdot x)^2$ должна иметь наименьшее значение в сравнении с другими функциями, из числа которых выбирается искомое приближённое.

Значения коэффициентов a и ϵ могут быть найдены решением системы уравнений:

$$\frac{\partial S}{\partial a} = 0; \frac{\partial S}{\partial \epsilon} = 0 \quad (3)$$

Частные производные выражения S :

$$\frac{\partial S}{\partial a} = \sum_{i=1}^n 2(y - \lg a - \epsilon \cdot x) \cdot \left(-\frac{0,4333}{a}\right) = 0, \quad (4)$$

$$\frac{\partial S}{\partial \epsilon} = \sum_{i=1}^n 2(y - \lg a - \epsilon \cdot x) \cdot (-x) = 0. \quad (5)$$

После перемножения и сокращения на постоянные величины получаем:

$$\sum_{i=1}^n (y - \lg a - \epsilon \cdot x) = 0, \quad (6)$$

$$\sum_{i=1}^n (x \cdot \lg a - x \cdot y + \epsilon x^2) = 0. \quad (7)$$

Заменяя $y = \lg \Pi$, и $x = \lg D$, имеем систему уравнений:

$$\sum_{i=1}^n \lg \Pi - n \lg a - \epsilon \sum_{i=1}^n (\lg \Delta D)^2 = 0, \quad (8)$$

$$\lg a \sum_{i=1}^n \lg D - \sum_{i=1}^n \lg \Delta D \cdot \lg \Pi + \epsilon \sum_{i=1}^n (\lg \Delta D)^2 = 0. \quad (9)$$

Значение параметров для нахождения коэффициентов a и ϵ приведены в табл. 1.

Таблица 1 – Значение параметров

ΔD	Π	$\lg \Delta D$	$\lg \Pi$	$\lg \Delta D \cdot \lg \Pi$	$(\lg \Delta D)^2$
0,02	0,161	-1,6990	0,7932	1,347647	2,886601
0,04	0,233	-1,3979	-0,6326	0,884311	1,954124
0,06	0,290	-1,2218	-0,5376	0,656840	1,492795
0,08	0,348	-1,0969	-0,4584	0,502819	1,203189
0,10	0,372	-1,000	-0,4295	0,429500	1,000000
0,12	0,425	-0,9208	-0,3716	0,342169	0,847872
0,14	0,466	-0,8539	-0,3316	0,283153	0,729145
0,16	0,498	-0,7959	-0,3028	0,240998	0,633456
0,18	0,535	-0,7447	-0,2716	0,202280	0,554578
0,20	0,592	-0,6990	-0,2277	0,159162	0,488601
		$\sum \lg \Delta D = -$	$\sum \lg \Pi =$	$\sum \lg \Delta D \cdot \lg \Pi =$	$\sum (\lg \Delta D)^2 =$

		10,4299	-4,3566	5,04886	11,79036
--	--	---------	---------	---------	----------

Решая систему уравнений (6) и (7), получаем: $\lg a = -0,1422$; $a = 0,72$; $v = 0,554$.
Таким образом уравнение (1) приобретает вид:

$$P = 0,72 \cdot \Delta D^{0,554} . \quad (10)$$

Полученные экспериментальные данные позволяют сделать выводы:

1. При деформировании образцов с припуском до 0,1 мм величина остаточной деформации по наружному диаметру не превышает 0,02 мм, что недостаточно для восстановления таких деталей, как поршневые пальцы автотракторных двигателей.
2. Увеличение припуска на обработку приводит к росту глубины зоны пластической деформации, что увеличивает деформацию по наружному диаметру.
3. При износе поршневых пальцев от 0,01 до 0,06 мм необходимая деформация может быть достигнута при вибрационном методе обработки за один проход с припуском 0,17-0,26 мм.

Список литературы

1. Берник П.С. Оценка точности размерно-упрочняющей обработки твердосплавных изделий// Вибрация в технике и технологиях. Винница: -1997. –№1. – С. 53-58.

I. Дудніков, А. Кившик, А. Дудніков

До питання впливу вібраційної обробки на деформування матеріалу деталей, що обробляються

Розглянуті питання впливу режимів вібраційної деформації матеріалу деталей на величину деформації. Зокрема досліджувалось питання залежності між величиною деформації та припуском на обробку при вібраційному зміцненні відновлювальних деталей. Встановлено, що при зношенні поршневих пальців від 0,01 до 0,06 мм необхідна деформації може бути досягнута при вібраційному методі обробки за один прохід з припуском 0,17–0,26 мм.

I. Dudnikov, A. Kivshik, A. Dudnikov

To the question of the influence of vibrating handling for the deformation material treated components

Examined questions as for the influence of vibrating deformation of material components to the size of deformation. Especially w as researching the question of dependence between the size of deformation and allowance for the treating by the vibrating strengthening of remedial components. It was established that during the amortization of piston pins from 0,01 to 0,06 mm necessary deformation an be reached by the vibrating method of treating during one passage with allowance 0,17-0,26 mm.

Одержано 10.09.09

Л.Н. Тищенко, чл. – кор. УААН, проф., д-р техн. наук, В.П. Ольшанский, проф., д-р физ.-мат. наук, С.В. Ольшанский, асп.

Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства

им. П. Василенко

Определение скорости зерновой смеси при решётном вибросепарировании

Исходя из упрощённого уравнения гидродинамики, выведены формулы для вычислений средней скорости и производительности решётного вибросепарирования зерновой смеси, когда плоское наклонное решето совершает гармонические колебания в своей плоскости. Определены закономерности уменьшения толщины зернового слоя по длине решета, возникающие вследствие изменения скорости потока и отделения проходовой фракции на перфорированной поверхности от движущейся зерновой массы.

скорость смеси, толщина слоя, сходовая и проходовая фракция, плоское виброрешето, уравнение гидродинамики, стационарный поток

Проблема. Движение зерновых смесей по наклонным поверхностям виброрешёт происходит при сепарировании зерна. Разделение смеси на фракции осуществляется в ходе движения её по рабочей (перфорированной) поверхности решета. Производительность решета зависит от скорости и толщины движущегося слоя. Поэтому определение скорости зерновой смеси имеет важное практическое значение в обеспечении рациональной загрузки решета, и этому вопросу продолжает уделяться должное внимание в научной литературе.

Краткий обзор имеющихся исследований и публикаций. Прежде всего выделим фундаментальные работы [1,2,3], в которых для определения средней скорости движения смеси исследуется движение отдельной её частицы (зерна). Из последних публикаций этого направления отметим [4,5,6]. Используя аналогию в поведении вязкой жидкости и сыпучей среды в условиях вибраций [7,8], в последнее время, движение слоя зерновой смеси начали описывать уравнениями гидродинамики [9,10,11]. В них основное внимание сконцентрировано на построении профиля скорости потока по высоте (толщине) плоского слоя и на расчёте производительности решета без учёта изменения скорости и толщины слоя в ходе движения. Определение этих изменений, обусловленных действием сил сопротивления и отделением проходовой фракции от движущейся зерновой смеси, является предметом данной работы.

Целью статьи является построение формул для расчёта усреднённой скорости транспортирования смеси по рабочей поверхности решета с учётом её изменения в ходе движения сыпучей среды.

Основное содержание исследования. Изучая стационарный, независимый от времени, поток зерна по рабочей поверхности решета, воспользуемся упрощённым нелинейным уравнением течения вязкой жидкости:

$$u_1 \frac{\partial u_1}{\partial x} + v \frac{\partial u_1}{\partial y} = g \sin \theta + \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial^2 u_1}{\partial y^2}. \quad (1)$$

В нём u_1 - проекция скорости потока на ось ox , параллельную плоскости решета, наклонённого под углом θ к горизонту;

v - поперечная проекция скорости потока на ось oy , перпендикулярную оси ox ; g - ускорение свободного падения;

μ, ρ - усреднённые вибровязкость и плотность зерновой смеси;

h - толщина движущегося слоя (см. рис. 1).

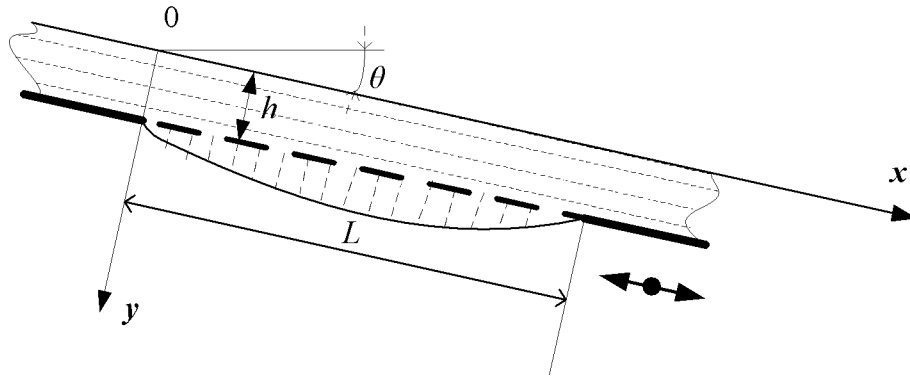


Рисунок 1 – Расчётная схема

При получении (1) в первом уравнении системы Навье-Стокса [12] не учли изменение давления в слое по координате x , а также приняли, что ввиду малости толщины h , как в погранслое [13], выполняется неравенство:

$$\frac{\partial^2 u_1}{\partial y^2} \gg \frac{\partial^2 u_1}{\partial x^2}.$$

Поэтому в сумме $\frac{\partial^2 u_1}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_1}{\partial x^2}$, входящей в уравнение Навье-Стокса, сохранили только первое слагаемое.

Следуя теории Бернулли для течения жидкости в трубе [14] перейдём к усреднённой скорости $u = u(x)$ по высоте слоя. Учитывая граничные условия:

$$\frac{\partial u_1(x, y)}{\partial y} = 0 \text{ при } y = 0 \text{ и } u_1(x, h) = 0,$$

подставим удовлетворяющее им выражение

$$u_1(x, y) = \frac{3u(x)}{2h^2}(h^2 - y^2)$$

в уравнение (1), а затем проинтегрируем его по y от 0 до h .

В результате такого преобразования получаем

$$\frac{6}{5}u \frac{du}{dx} - \frac{3v}{2h}u = g \sin \theta - \frac{3\mu}{\rho h^2}u. \quad (2)$$

Коэффициент вибровязкости μ зависит от частоты ω и амплитуды A^* продольных колебаний решета, а также от механико-технологических параметров зерновой смеси. Используя выражение μ из работы [11], находим, что

$$\frac{3\mu}{\rho h^2} = \frac{6}{5} \frac{a}{h}, \quad (3)$$

причём

$$\delta = \frac{\pi}{4M\omega^2};$$

f - коэффициент внутреннего сухого трения зёрен в смеси;

r_0, M - средние радиус и масса частиц, образующих смесь;

h_0 - начальная высота слоя, с которой смесь подаётся на решето.

Учитывая (3), уравнение (2) сводим к виду:

$$u \frac{du}{dx} + \frac{a_1}{h} u = g_1, \quad (4)$$

$$\text{где } a_1 = a - \frac{5}{4}v; \quad g_1 = \frac{5}{6}g \sin \theta.$$

Среднюю скорость прохождения отделяющейся фракции через отверстия в решете считаем независимой от координаты x и равной поперечной составляющей скорости потока v внутри слоя. В рамках такого допущения условие сохранения объёма движущейся смеси имеет вид:

$$h_0 u_0 = hu + vx,$$

откуда следует, что

$$\frac{1}{h} = \frac{u}{h_0 u_0 - vx}. \quad (5)$$

Подставив (5) в (4) приходим к дифференциальному уравнению типа Бернулли:

$$\frac{du}{dx} + \frac{c}{1 - \lambda x} u = \frac{g_1}{u}, \quad (6)$$

в котором $c = \frac{a_1}{h_0 u_0}$; $\lambda = \frac{v}{h_0 u_0}$; $1 - \lambda x > 0$.

Решение (6) ищем при начальном условии:

$$u(0) = u_0, \quad (7)$$

где u_0 - усреднённая скорость, с которой смесь подаётся на рабочую поверхность решета.

Характерно, что в рассматриваемой задаче от u_0 зависит не только начальное условие, а и коэффициент при u , в дифференциальном уравнении (6).

Представим скорость $u(x)$ произведением двух неизвестных функций

$$u(x) = \xi(x)\eta(x).$$

Подставив это произведение в (6), получаем два уравнения первого порядка с разделёнными переменными

$$\frac{d\eta}{\eta} = -\frac{c}{1 - \lambda x} dx; \quad \xi d\xi = \frac{g_1}{\eta^2} dx.$$

Интегрированием первого из них находим

$$\eta = (1 - \lambda x)^{c/\lambda}.$$

Интегрирование второго, после подстановки в него найденного η , даёт с точностью до произвольной постоянной c_1 , выражение

$$\xi^2 = \frac{2g_1}{2c - \lambda} (1 - \lambda x)^{1 - 2c/\lambda} + c_1.$$

Таким образом, общим решением уравнения (6) является

$$u(x) = \left[\frac{2g_1}{2c - \lambda} (1 - \lambda x) + c_1 (1 - \lambda x)^{2c/\lambda} \right]^{1/2}.$$

Начальное условие (7) удовлетворяется, когда

$$c_1 = u_0^2 - \frac{2g_1}{2c - \lambda}.$$

Поэтому распределение усреднённой скорости потока смеси по длине решета описывается выражением:

$$u(x) = \left[\left(u_0^2 - \frac{2g_1}{2c - \lambda} \right) (1 - \lambda x)^{2c/\lambda} + \frac{2g_1}{2c - \lambda} (1 - \lambda x) \right]^{1/2}. \quad (8)$$

От него также зависит изменение толщины движущегося слоя смеси вдоль рабочей поверхности, ибо

$$h(x) = \frac{h_0 u_0 - v x}{u(x)}. \quad (9)$$

Если известна скорость v , то используя её, легко определить удельные (приходящиеся на единицу ширины) производительности решета по сходовой \bar{Q}_c и по проходовой \bar{Q}_n фракциям. Для вычисления их из (5) получаем

$$\bar{Q}_n = vL; \quad \bar{Q}_c = u_0 h_0 - \bar{Q}_n.$$

Здесь L - длина рабочей поверхности решета.

На практике v может быть неизвестным, но по результатам сепарирования известно отношение

$$\chi = \frac{\bar{Q}_c}{\bar{Q}_n} = \frac{u_0 h_0}{vL} - 1.$$

Тогда

$$v = \frac{u_0 h_0}{L(\chi + 1)}$$

и это v можно использовать для расчёта $u(x)$ и $h(x)$.

Численные результаты и выводы. Расчёты проведены для слоя зерновой смеси пшеницы, у которой [9]: $\rho = 750 \text{ кг/м}^3$; $f = 0,47$; $r_0 = 0,001825 \text{ м}$; $M = 0,00004 \text{ кг}$; $\theta = 8^\circ$; $L = 0,79 \text{ м}$; $u_0 = 0,3 \text{ м/с}$. Рассматривали два режима колебаний решета с амплитудой $A^* = 0,0075 \text{ м}$. В первом режиме колебаний $\omega = 41,86 \text{ с}^{-1}$, а во втором $\omega = 52,33 \text{ с}^{-1}$. Начальную высоту слоя h_0 задавали равной $0,006 \text{ м}$. Рассматривали три значения $\chi = 3, 4, 5$.

Рассчитанные для них графики $u(x)$ и $h(x)$ обозначены соответственно цифрами 1,2,3 на рис. 2 и 3.

Результаты на рис. 2 получены при $\omega = 41,86 \text{ с}^{-1}$. Графики $u(x)$ имеют экстремум. На начальном участке рабочей плоскости усреднённая скорость потока смеси несколько возрастает, а затем – убывает.

Интенсивность убывания $u(x)$ и $h(x)$ увеличивается с уменьшением значения χ , когда в смеси выше процент отделяющейся фракции. Именно отделением части смеси через отверстия в решете объясняется одновременное уменьшение $u(x)$ и $h(x)$.

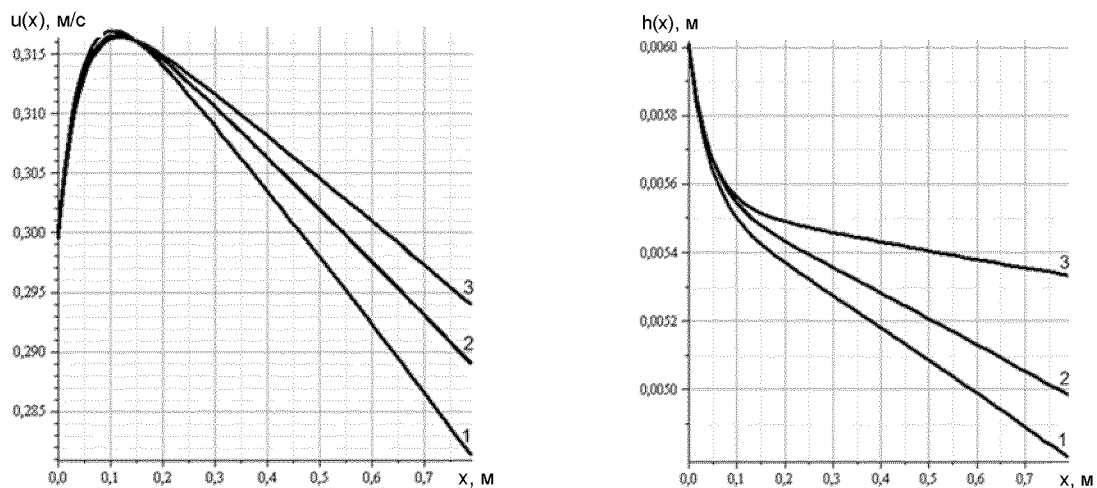


Рисунок 2 – Зависимости $u(x)$ и $h(x)$ при $\omega = 41,86 \text{ с}^{-1}$ и различных χ :
 $1 - \chi = 3$; $2 - \chi = 4$; $3 - \chi = 5$

Графики на рис. 3 получены при $\omega = 52,33 \text{ с}^{-1}$. Характер зависимостей $u(x)$ и $h(x)$ остался таким, как и на рис. 2, но увеличились экстремальные значения $u(x)$.

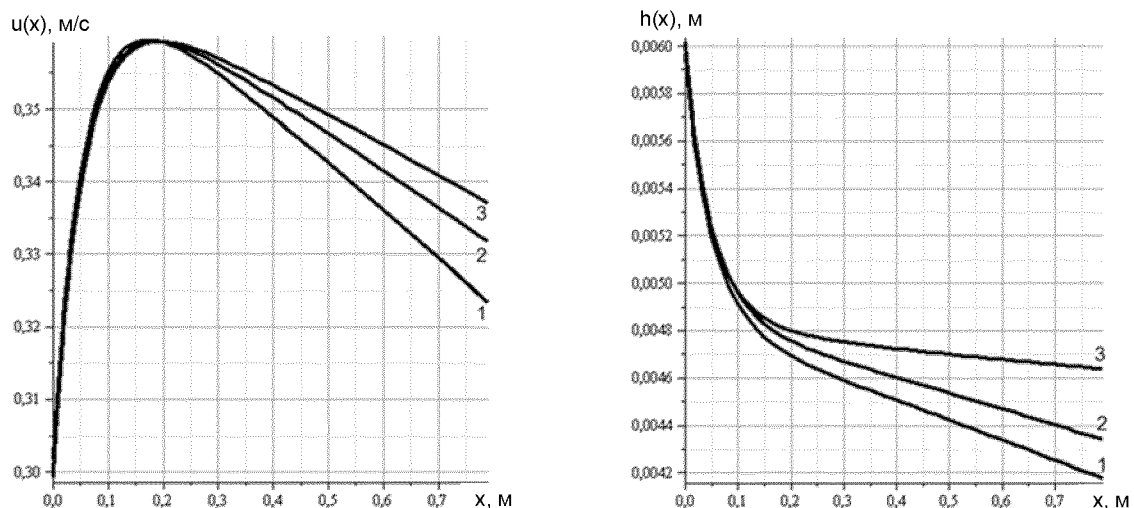


Рисунок 3 – Зависимости $u(x)$ и $h(x)$ при $\omega = 52,33 \text{ с}^{-1}$ и различных χ :
 $1 - \chi = 3$; $2 - \chi = 4$; $3 - \chi = 5$

Если на рис. 2 $u(L) < u_0$, то на рис. 3 имеем обратное, что объясняется уменьшением вязкости, а следовательно, увеличением текучести смеси вследствие возрастания частоты продольных колебаний решета.

Выводы. Проведённое исследование показало, что полученные расчётные формулы приводят к результатам, которые согласуются с физическими представлениями о рассматриваемом процессе сепарирования смеси. Они позволяют учитывать влияние на скорость потока слоя зерна отделения части смеси на рабочей поверхности решета, что исключено когда для расчёта движения слоя используется теория виброперемещения отдельной его частицы.

Список литературы

1. Блехман И.И., Джанелидзе Г.Ю. Вибрационное перемещение. – М.: Наука, 1964. – 410 с.
2. Гортинский В.В., Демский А.Б., Борыкин М.А. Процессы сепарирования на зерноперерабатывающих предприятиях. – М.: Колос, 1980. – 304с.
3. Заика П.М. Вибрационное перемещение твёрдых и сыпучих тел в сельскохозяйственных машинах. – Киев: УСХА, 1998. – 625с.
4. Манчинский Ю.О., Бакум Н.В., Горбатовский О.М., Кравцов М.М. Математична модель руху компонентів насіннєвих сумішей по робочій площині // Механізація та електрифікація сільського господарства. – Глеваха, 2008. – Вип. 92. – С. 156 – 162.
5. Тараймович І.В., Дідух В.Ф., Дударев І.М. Дослідження процесу сепарації вороху насіння льону на коливальному решеті // Механізація сільськогосподарського виробництва. Вісник ХНТУСГ. – Харків: ХНТУСГ, 2008. – Вип. 75. – Т.1 – С. 134 – 141.
6. Белов М.И., Романенко В.Н., Славкин В.И. Математическая модель движения частицы по решету очистки // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 2008. - № 8. – С. 33 – 36.
7. Листопад Г.Е. Вибросепарация зерновых смесей. – Волгоград.: Волгоградское книжное издательство, 1963. – 118 с.
8. Захаров Н.М. Об аналогии вибрируемого слоя с вязкой жидкостью // Доклады МИИСП. М.: МИИСП, 1966. – Т.3. – Вып. 1 – С. 201 – 209.
9. Тищенко Л.Н. Интенсификация сепарирования зерна. – Харьков: Основа, 2004 – 224 с.
10. Тищенко Л.Н., Ольшанский В.П. Решения упрощённых уравнений гидродинамики при моделировании движения зерновой смеси по наклонному плоскому решету // Сучасні напрямки технології та механізації процесів переробних і харчових виробництв. Вісник ХНТУСГ. – Харків: ХНТУСГ, 2008. – Вип. 74. – С. 306 – 312.
11. Тищенко Л.Н., Кучеренко С.И., Ольшанский В.П., Зайцев О.Б. Модель однослойного движения зерновой смеси по наклонному рифлёному решету // Сучасні напрямки технології та механізації процесів переробних і харчових виробництв. Вісник ХНТУСГ. – Харків: ХНТУСГ, 2008. – Вип. 74. – С. 28 – 39.
12. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука, 1973. – 847 с.
13. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. М.: Наука, 1974. – 712 с.
14. Альтшуль А.Д., Киселёв П.Т. Гидравлика и аэродинамика. – М.: Стройиздат, 1975. – 323 с.

Л. Тищенко, В. Ольшанський, С. Ольшанський

Визначення швидкості зернової суміші при решітному вібросепаруванні

Виходячи зі спрощеного рівняння гідродинаміки, виведено формули для обчислення середньої швидкості та продуктивності решітного вібросепарування зернової суміші, коли плоске нахилене решето здійснює коливання в своїй площині. Визначено закономірність зменшення товщини зернового шару по довжині решета, яка виникає внаслідок зміни швидкості потоку та відділення прохідової фракції на перфорованій поверхні від зернової суміші, що рухається.

L.Tishchenko, V.Olshansky, S.Olshansky,

Definition of speed of a grain mix at recounting separation

Proceeding from the simplified equation of hydrodynamics, the formulas for calculations of average transportation and productivity of separation of a grain mix are deduced, when flat inclined sieve makes of fluctuation in the plane. The change of thickness of a grain layer on length a sieve arising owing to change of velocity of a flow and branch passing of a fraction on the punched surface from driven grain weight is determined.

Одержано 12.09.09

М. Д. Занько, канд. техн. наук, завідувач лабораторії

Український науково-дослідний інститут прогнозування та випробувань техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва імені Леоніда Погорілого

Дослідження залежності питомих витрат палива від технічних параметрів та продуктивності зернозбирального комбайна

На основі проведених досліджень розроблена математична багатофакторна модель показника питомих витрат палива зернозбирального комбайна з молотаркою різних типів. На її основі розроблені методи визначення питомих витрат палива в залежності від проектної (фактичної) продуктивності комбайна і його параметрів.

зернозбиральний комбайн; питомі витрати палива; технічні параметри молотарки; математичне моделювання; багатофакторне графічне залежність

Постановка проблеми та її зв'язок з важливим науково-практичним завданням. Зернозбиральні комбайни - важлива і складна група сільськогосподарської техніки, яка потребує об'єктивної оцінки показників призначення на всіх етапах їх створення та експлуатації. В особливій мірі це відноситься до експлуатаційних показників призначення, одним з яких є показник "питомі витрати палива (Q_n)". Даний показник характеризує затрати палива на одиницю виконаної роботи або отриманої продукції. Комбайни з різною функціональною здатністю характеризуються своїм Q_n [1] - властивою для них величиною питомих витрат, які дозволяють оцінити економічність технологічного процесу. Його розмірність може визначатись:

- у кілограмах на одиницю отриманої продукції (на 1 тону зерна, отриманого при обмолоті технологічної культури) - кг/т;

- у кілограмах на одиницю виконаного об'єму роботи. При збиранні зернових та інших культур (ріпаку, сої, соняшника, кукурудзи на зерно), призначених для комбайнового обмолоту, обліковою одиницею виконаної роботи є площа скошеної та обмолоченої технологічної культури - кг/га [1].

Абсолютне значення показника "питомі витрати палива" кожного комбайна першочергово визначається факторами, які характеризують його енергоспоживання, функціональну здатність (продуктивність), технологічний принцип обмолоту хлібної маси в молотарці та умови роботи (технологічну культуру і її урожайність) [1]. Однак, в методиці його досліджень, яку регламентують державні стандарти ГОСТ 24055-88 - ГОСТ 24059-88 [1], дані фактори не знаходять відповідного відображення: визначення показника Q_n ведеться з допомогою аналітичного розрахунку через інші показники призначення комбайна - витрачене паливо і продуктивність за 1 годину експлуатаційного часу. При цьому, значне число факторів (в тому числі і відмічених), які мають вплив на формування його величини, залишаються за полем уваги та аналізу. З точки зору об'єктивного аналізу та оцінки даного показника така ситуація є недопустимою.

Значимість об'єктивного визначення даного показника для кожного комбайна в особливій мірі зростає на етапі розробки Технічного завдання або Технічних вимог на комбайн - при обґрунтуванні економічних показників його використання.

Ефективність експлуатації комбайна в господарських умовах в значній мірі визначається витратами палива протягом зміни, оптимальна кількість якого забезпечується експлуатацією комбайна в економічному режимі. Вибір такого режиму можливий при об'єктивній і незалежній оцінці показника питомих витрат палива і продуктивності, при якій досягається така витрата палива. Тому, дослідження показника питомих витрат палива з урахуванням всіх об'єктивних факторів, що мають на нього вплив, є достатньо актуальним питання і потребує застосування відповідних методів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Експлуатаційно-технологічна оцінка із застосуванням експериментальних методів [1] дозволяє провести визначення питомих витрат палива, але не дозволяє ідентифікувати досліджуваний комбайн, по даному показнику, згідно його параметрів, технологічних можливостей та умов роботи. Це не дозволяє на різних етапах досліджень комбайна оцінити показник Q_n у відповідності із метою та задачами випробувань.

Дослідження свідчать, що абсолютна величина питомих витрат палива, навіть для одного комбайна, має закономірність змінюватися в залежності від його енергозабезпечення та режиму роботи - продуктивності, робочої швидкості руху, технологічної культури і її урожайності [2]:

Таблиця 1 - Показники призначення зернозбиральних комбайнів

Показники призначення	Значення показника комбайнів					
	MF-9790	MF -7246 Activa	MF -7274 Cerea	Acros-530	Lexion -580 Claas	Полесье-1218СХ
Потужність двигуна, кВт	257	186	283	184	316	243
Тип молотарки	Роторна	Барабанна	Барабанна	Барабанна	Барабанна	Барабанна
Умови та режим роботи:						
-технологічна культура	Озима пшениця	Озима пшениця	Ріпак	Ріпак	Озима пшениця	Озима пшениця
-урожайність зерна, ц/га	50,4	65,0	51,2	40,7	49,9	40,2
-швидкість руху, км/год	6,4	4,5	6,4	6,4	4,3	6,8
-продуктивність, т/год (га/год)	30,27/ /5,71	18,76/ /2,93	24,95/ /4,87	17,66/ /4,34	16,03/ /3,21	18,88/ /4,70
Питома витрата палива, кг/га /(кг/т)	8,88/ 1,76	10,4/ 1,60	9,10/ 1,77	7,57 /1,85	9,70/ /2,25	10,40/ 2,6

Застосування методики [1] для визначення питомих витрат має ряд суттєвих недоліків. По результатам досліджень навіть однієї культури можна отримати тільки його середнє значення, яке істотно відрізняється від оптимального і не дозволяє визначити економічно ефективний режим роботи комбайна. Реалізація методу можлива при роботі досліджуваного комбайна в сезон збирання хлібів і потребує допоміжного

комплексу спеціалізованих машин (обладнання), значних трудових і економічних затрат. Застосовані методи і отримані результати не дозволяють встановити залежність між досліджуваним показником Q_n та технічними параметрами систем комбайна, які в той же час визначають величину експлуатаційної продуктивності комбайна та витрати палива на одиницю отриманої продукції. В той же час ряд факторів, які мають вплив на формування показника продуктивності і величину питомих витрат палива, не знаходять відображення в абсолютній величині показника Q_n . В силу цих причин, отриманий і використаний для ідентифікації результат - визначений показник Q_n , дуже обмежено можна використати для аналізу і оцінки параметрів та конструкції, економічності всього технологічного процесу комбайна (скошування хлібної маси та подачі її молотарку, обмолоту, сепарації та очищення зерна).

Аналіз свідчить, що достовірне та об'єктивне дослідження складних сільськогосподарських машин можливе при комплексному застосуванні різнопланових наукових методів та методичних підходів. Про це свідчать результати ефективного застосування методів багатофакторного експерименту, математичного і графічного моделювання [3-6].

По результатам досліджень, виконаних в 90-их роках XX століття [7], зроблено висновок, що зернозбиральний комбайн, з урахуванням його техніко-технологічної складності та принципу формування показників призначення, необхідно розглядати як систему. З урахуванням цього, на відповідному методичному рівні проведено багатофакторні дослідження, що дозволило ідентифікувати комбайн по ряду важливих показників призначення: об'єму бункера для зерна, показнику подачі технологічної маси на обмолот, якості роботи - дробленню зерна барабанною молотильно-сепаруючою системою та втратам зерна за молотаркою [3-5].

З урахуванням складної залежності оціночних показників роботи комбайна, із застосуванням експериментальних методів та методів математичного і графічного моделювання виконана робота "Исследование удельных затрат топлива зерноуборочного комбайна" [8]. В ній представлено оптимізовану, по вхідним факторам, які обумовлюють вплив на її величину, багатофакторну математичну модель показника Q_n . Отримана модель враховує більшість факторів, які мають вплив на її формування. Однак, дослідження зміни абсолютної показника Q_n виконано в залежності тільки від двох факторів - продуктивності комбайна за 1 годину основного часу (W_o , тонн/год.) та площі основної системи сепарації зерна в молотильно-сепаруючій системі (S_i , м²), - на основі побудованої графічної залежності $Q_n = f(W_o; S_i)$. Аналіз впливу інших факторів на показник Q_n , які входять до складу розробленої математичної моделі, не досліджено. Встановлено, що аналітичні дослідження оцінюваного показника можливе також за участю і інших факторів, які входять до її складу.

Мета статті: багатофакторні дослідження та встановлення залежності питомих витрат палива від технічних параметрів та продуктивності зернозбирального комбайна і на їх основі проведення аналізу впливу параметрів показників призначення, які обумовлюють його величину.

Виклад основного матеріалу досліджень. Показник "питомі витрати палива" є комплексним, оскільки його величина залежить від значної множини чинників-факторів, що характеризують комбайн і кількісно визначають продуктивність та витрати палива при цьому: технічних параметрів основної технологічної системи - молотарки та витрат палива комбайном за 1 годину роботи. Його дослідження та вираження слід проводити у взаємозв'язку з чинниками (факторами), які мають на

нього вплив [6]. Розроблена методика досліджень та план експерименту, у відповідності з методичними принципами побудови багатофакторного експерименту при дослідженні зернозбирального комбайна, дозволила реалізувати план експерименту в польових - реальних умовах та сформувати масив даних. Із застосуванням методів математичного моделювання та прикладної математичної програми розроблено математичну модель (1) оптимальної складності показника Q_n . Особливістю її будови є те, що вона об'єднує показники призначення комбайна, які не мають між собою функціональної залежності:

$$Q_n = -0,01454W_oS_c + 1,5196 S_c/V_b + 0,6978/S_i + 7,9502 V_b/W_o + 0,04104BW_o - 0,13, \quad (1)$$

де Q_n - питомі витрати палива комбайном за 1 годину експлуатаційного часу, кг/тонну;

S_i - площа сепарації зерна молотильно-сепаруючих дек МСС;

S_c - площа соломосепаратора грубого вороху (соломотрясу), м²;

B - ширина молотарки, мм;

V_b - об'єм бункера для зерна, м³;

W_o - продуктивність комбайна за 1 годину основного часу, тонн/год;

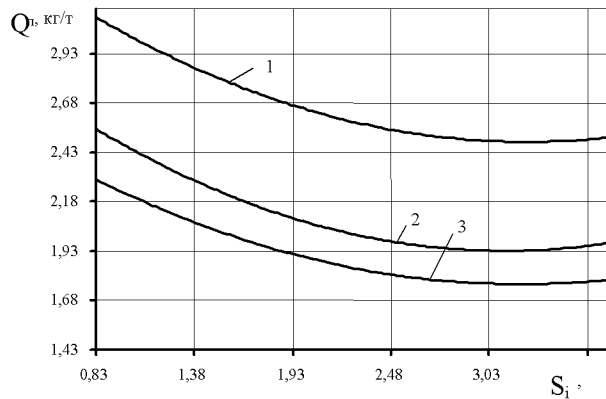
N - потужність двигуна комбайна, к. с.

Оцінку адекватності даних показника Q_n , отриманих експериментально та згідно моделі (1), проведено із застосуванням дисперсійного аналізу. Порівняння дисперсій двох сукупностей значень показника Q_n - експериментальних ($Q_{n, \text{експер}}$) і розрахункових ($Q_{n, \text{розрах}}$) згідно математичної моделі (1), проведено із застосуванням критерію Фішера - F . Отримано: $F_p \leq F_{0,05}$ (при $F_p = 1,29$ і $F_{0,05} = 2,31$). Тому, розроблена математична модель (1) є адекватною отриманим експериментальним даним із імовірністю 0,95.

Застосування математичної моделі (1) та програми Microsoft Office Excel 2003 дозволяє ідентифікувати конкретний зернозбиральний комбайн (марки, технічних параметрів, продуктивності та пропускної здатності) по показнику Q_n . Для цього необхідно в математичній моделі (1) показникам S_i , B , V_b і S_c , даного комбайна надати їх абсолютні значення, які можна визначити методом їх заміру або взяти із ТЗ або ТУ на даний комбайн. Значення продуктивності комбайна за 1 годину основного часу - показника W_o , - визначається розрахунково із урахуванням проектного значення пропускної здатності молотарки даного комбайна.

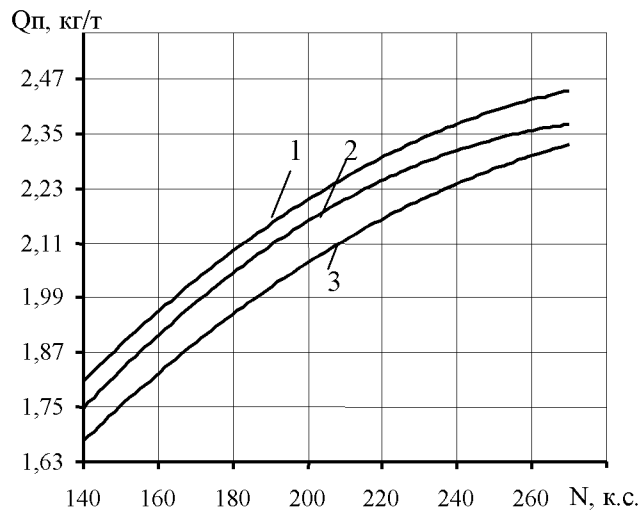
Особливістю математичної моделі (1) є її методична здатність проводити моделювання та встановлювати залежність абсолютного значення показника Q_n від параметрів інших факторів, що входять до її складу. З урахуванням відміченого побудовано графічні залежності $Q_n = f(S_i; W_o)$, $Q_n = f(W_o; S_i)$ і $Q_n = f(N; W_o)$ (рис.1-3).

Аналіз графічної залежності $Q_n = f(S_i; W_o)$ (див. рис. 1) свідчить, що збільшення технічно-технологічних параметрів молотильно-сепаруючої системи - площі сепарації зерна в МСС, - супроводжується зменшенням питомих витрат палива. Наприклад: площа дек для основної сепарації зерна в 0,83м², при продуктивності 8,50т/год, обумовлює питомі витрати на рівні 3,20 кг/тонну; збільшення продуктивності цього ж комбайна, що можливе при його роботі в обґрунтованому режимі 23,5 т/год, супроводжується зменшенням питомих витрат палива до 2,3 кг/тонну. Збільшення площі дек МСС до 3,03 м², при роботі у відмічених режимах продуктивності 3,20 і 23,5 т/год, дозволяє отримати питомі витрати відповідно на рівні 2,50 та 1,70 кг/тонну. Аналіз цих даних та їх "прив'язка" до технічних параметрів МСС і оціночних показників роботи - втрат зерна, - дозволяє обґрунтовано прийняти оптимальний режим роботи по величині витрат питомих витрат палива.



1- $W_o=8,50$ т/год; 2- $W_o=16,00$ т/год; 3- $W_o=23,50$ т/год.

Рисунок 1 - Залежність питомої витрати палива від площі молотильно- сепаруючих дек МСС та продуктивності комбайна по намоту зерна - $Q_n = f(S_i; W_o)$

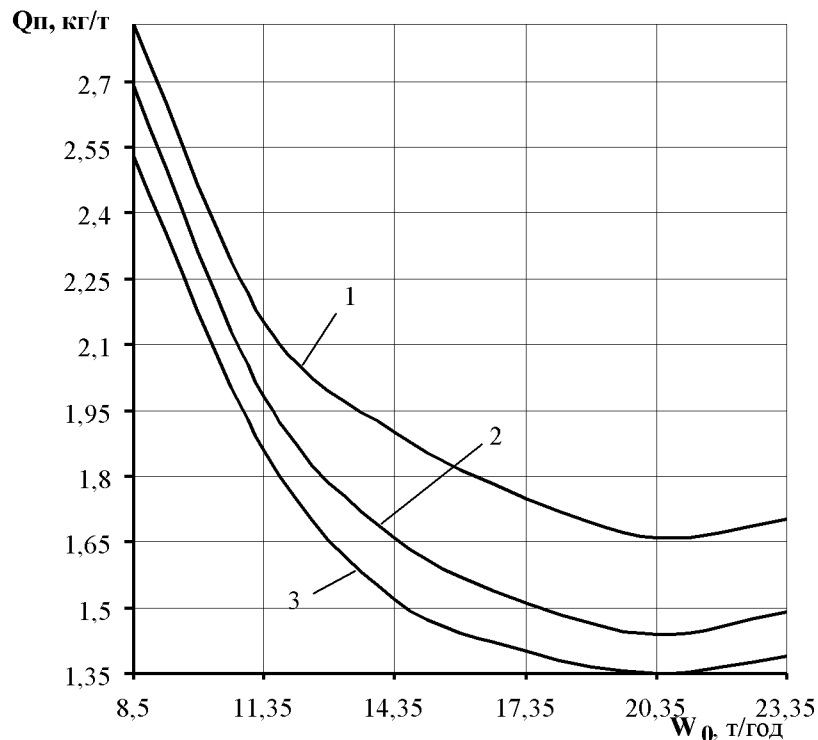


1- $W_o = 8,50$ т/год; 2- $W_o=16,00$ т/год; 3- $W_o=23,50$ т/год.

Рисунок 2 - Залежність питомої витрати палива від потужності двигуна та продуктивності комбайна - $Q_n = f(N; W_o)$

Проектне збільшення продуктивності комбайна неминуче пов'язане із збільшенням параметрів всіх його систем, в тому числі: маси комбайна, енергоспоживання (затрат енергії на виконання технологічного процесу всіма системами) та потужності двигуна. Це дозволяє проводити дослідження економічності технологічного процесу - питомих витрат палива, - в залежності від відмічених факторів (рис. 2). Потужність двигуна комбайна, як правило, збалансована із відміченими показниками. Побудована графічна залежність $Q_n = f(N; W_o)$ дозволяє встановити фактичну величину показника Q_n в залежності від потужності двигуна та продуктивності комбайна, в режимі якої в даний проміжок часу зміни працює комбайн. Її аналіз свідчить, що найменш енергозатратними та економічними є комбайни класу 5 -9 кг/с з потужністю двигуна до 200 к.с.: питомі витрати палива цих комбайнів знаходяться на рівні 2,2 кг/тонну. Подальше енергонасичення комбайнів –

використання в конструкції комбайна двигуна потужністю більше 200 к.с. - призводить до збільшеного та в деякій мірі не економічного споживання потужності і витрат палива. Це, в свою чергу, сприяє збільшенню як загальних, так і питомих витрат палива. Слід відмітити, що робота комбайна в режимі подач технологічної маси на обмолот, який значно нижчий проектно встановленого технічними умовами на комбайн, обумовлює не ефективну витрату палива і, як наслідок - збільшення показника Q_n .



1 - $S_i = 0,83 \text{ м}^2$; 2 - $S_i = 1,78 \text{ м}^2$; 3 - $S_i = 3,58 \text{ м}^2$.

Рисунок 3 - Залежність питомої витрати палива від продуктивності комбайна та площі молотильно-сепаруючих дек МСС - $Q_n = f(W_o; S_i)$

Аналогічні висновки по залежності питомих витрат палива від продуктивності комбайна та площі молотильно-сепаруючих дек МСС підтверджуються при аналізі графічної залежності $Q_n = f(W_o; S_i)$ (рис. 3). Незважаючи на збільшені енерговитрати в молотарках роторного типу [9], в яких площа обмолоту і сепарації зерна в МСС досягає $3,58 \text{ м}^2$, дані комбайни працюють при незначних втратах зерна за молотаркою. Це дозволяє їм працювати з продуктивністю (наприклад комбайн MF- 9790 (див. табл. 1), яка значно перевищує продуктивність комбайнів барабанного типу з фактично ідентичними технічними параметрами (комбайн Полесьє - 1218СХ). За рахунок цього фактора питомі витрати палива комбайнів даного типу (зі збільшеною величиною площі системи основної сепарації зерна) менші майже на 1/3: у комбайна MF- 9790 (фірми Massey Ferguson) вони становлять 1,76 кг/тонну (проти 2,60 кг/тонну у комбайна з барабанною МСС - Полесьє-1218СХ).

Висновки

1. Питомі витрати палива зернозбирального комбайна є комплексним показником оцінки конструкції зернозбирального комбайна. Його достовірні дослідження, ідентифікація та визначення абсолютної величини можливі при

урахуванні багатфакторної залежності від параметрів систем та продуктивності комбайна.

2. Розроблена на основі багатфакторних досліджень математична модель показника питомих витрат палива (1) дозволяє без проведення експериментальних досліджень в полі та незалежно від агротермінів збирання хлібів з достатнім ступенем достовірності ідентифікувати та проводити його визначення у відповідності з технічними параметрами та проектним значенням продуктивності даного комбайна.

3. Найбільш ефективне та оперативне визначення показника питомих витрат палива можливе у відповідності із його залежністю від площі системи основної сепарації зерна МСС молотарки та продуктивності комбайна - $Q_n = f(W_o; S_i)$. Відповідну графічну залежність доцільно використовувати на всіх етапах досліджень даного показника, які потребують оперативності та об'єктивності.

Список літератури

1. ГОСТ 24055-88 - ГОСТ 24059-88. Техника сельскохозяйственная. Методы эксплуатационно - технологической оценки. - М.: Изд-во стандарт., 1988. - 25 с.
2. Митрофанов О., Мележик В., Костюнін М. Машины для збирання зернових культур: дослідження та випробування // Збірн. наук. праць, випуск 13(27): Техніко- технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. - Дослідницьке: УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого, 2009. - С. 241-247.
3. Моделирование сельскохозяйственных агрегатов и их систем управления // А.Б. Лурье, И.С. Нагорский, В.Г. Озеров / Под ред. А. Б. Лурье. - Л.: "Колос", 1979. - С.6.
4. Занько Н.Д., Осипов Н.М. Моделирование потерь зерна за молотилкой комбайна // ISSN 0235-8573. Тр-ры и с.-х. машины. - 1997. - № 8. - С.27-28.
5. Жалнин Э.В., Баранов А.А., Сулейманов М. Среднестатистическая пропускная способность зерноуборочных комбайнов // ISSN 0235-8573. Тр-ры и с.х. машины. - 1997. - № 8. - С.25 -27.
6. Табашников А.Т. Научно-методическое обеспечение испытаний сельскохозяйственной техники: Дис. на соискание ученой степени докт. техн. наук 05.20.01 / Всероссийский науч.-исследов. и проект.-техн. институт механизации и электриф. сел. хоз-ва. - Зерноград, 1998. - С.37- 40.
7. Василенко П.М., Погорелый Л.В. Основы научных исследований: Учеб. пособие. - К.: Вища школа, 1985. - 265 с.
8. Занько Н.Д. Исследование удельных затрат топлива зерноуборочного комбайна /МінаПУ, Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. Вип. 75, т. 2: «Механізація сільськогосподарського виробництва». - Харків, 2008.- С. 175-183.
9. Наконечний В., Коваль С. Зернозбиральні комбайни - клавішний чи роторний? // Амако-Інформ. Інформаційне науково-технічне видання. - 2008. - № 2.- С.22-25.

М. Занько

Исследование зависимости удельных затрат топлива от технических параметров и производительности зерноуборочного комбайна

По результат выполненных исследований разработана математическая многофакторная модель показателя удельных затрат топлива зерноуборочного комбайна с различным типом молотилки. На ее основе разработаны методы определения удельных затрат топлива в зависимости от производительности комбайна и параметров систем молотилки.

M.Zanko

Researches of dependence of specific expenses of fuel from technical parametres and efficiency of a combine harvester

Effort were carried out for index "fuel rate" of combine harvester. Simulator and pictorial model were made for index "fuel rate". Methods of determining of fuel rate were developed according to engineering data of combine harvester.

Одержано 12.09.09

В.В. Онопа, асп., М.М. Петренко, проф., канд. техн. наук, О.А Кислун, доц., канд. техн. наук, В.А. Онопа, доц., канд. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

Дослідження траєкторії руху домішок в повітряному потоці

В статті зроблено спробу дослідження траєкторії руху домішок в повітряному потоці при його очищенні, для підвищення ефективності роботи зерноочисних машин з замкнутим циклом повітряного потоку. Показано можливі траєкторії руху домішки при всмоктуванні суміжними щілинами в залежності від її попадання в одну із зон дії жалюзі

пневмогравітація, сепаратор, домішка, жалюзі, траєкторія

На сьогоднішній день для очищення і сортування зерна використовуються різні зерноочисні машини, технологічний процес роботи яких здатний забезпечувати встановлені стандартом кондиції по чистоті зернового матеріалу.

В основу роботи більшості існуючих зерноочисних машин покладено сепарацію зернового матеріалу повітряним потоком із замкненим або із розімкненим циклом циркуляції повітряного потоку. В системах із замкненим циклом повітряного потоку циркулює один і той-же об'єм повітря, що дозволяє значно зменшити потраплення пилу в навколишнє середовище.

Поступове накопичення в робочому повітряному потоці легких домішок і пилу призводить до втрати робочих властивостей повітряного потоку. Зазначений недолік у запропонованій нами машині вирішується шляхом введення в конструкцію машини сепаратора легких домішок, який виконаний у вигляді конусоподібного шнеку (рис. 1). Разом з тим, для збільшення робочої площі жалюзі 5 (рис. 1), останні виконані у вигляді випуклої \cap - подібної форми. Таким чином, досягається більш рівномірний розподіл швидкостей руху повітряного потоку по всій довжині жалюзі та зменшуються енерговитрати самої машини.

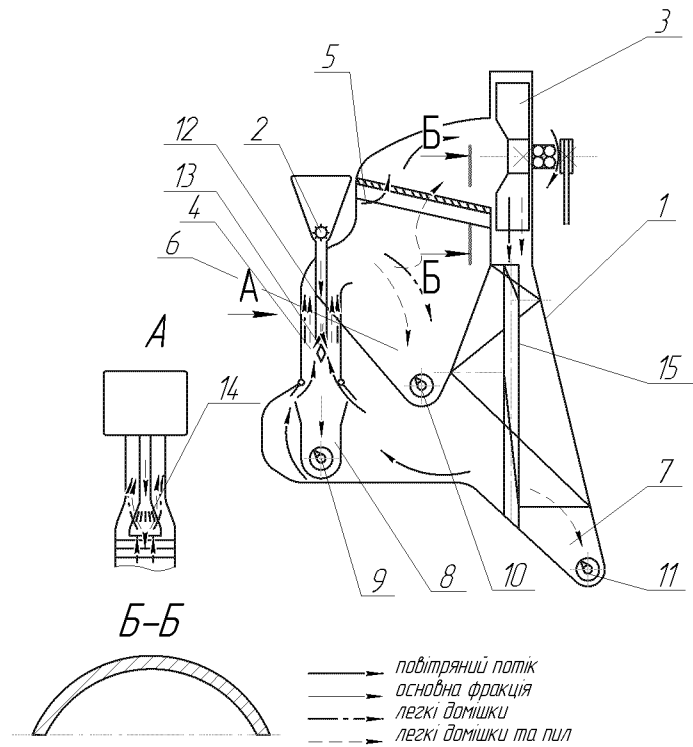
Для подальшого аналізу роботи пневмогравітаційного сепаратора зерна виникає необхідність дослідження траєкторії руху домішки у системі координат, зв'язаній з жалюзі.

Точка відліку знаходиться в центрі розрізаного циліндра у фронтальній площині. Вісь ОХ співпадає з віссю циліндра і направлена в напрямку подачі суміші, що очищується (рис. 2).

Вісь ОУ лежить горизонтально у фронтальній площині жалюзі (рис. 2).

Вісь ОZ лежить у фронтальній площині жалюзі та направлена вертикально вгору. (рис. 2).

Для розрахунку обмежимося 5-ма щілинами, що розміщені рівномірно по поверхні жалюзі. На домішку, що виділяється, діють сила тяжіння та сили всмоктування кожної щілини.



1 - корпус; 2 - живильний пристрій; 3 – вентилятор; 4 – сепараційний канал; 5 – жалюзі; 6,7 – осадові камери; 8 – приймальник зерна; 9, 10, 11 – розвантажувальні механізми; 12 – канал живильного пристрою; 13, 14 – розсіювачі зернового матеріалу; 15 – відокремлювач легких домішок

Рисунок 1 - Пневмогравітаційний сепаратор зерна

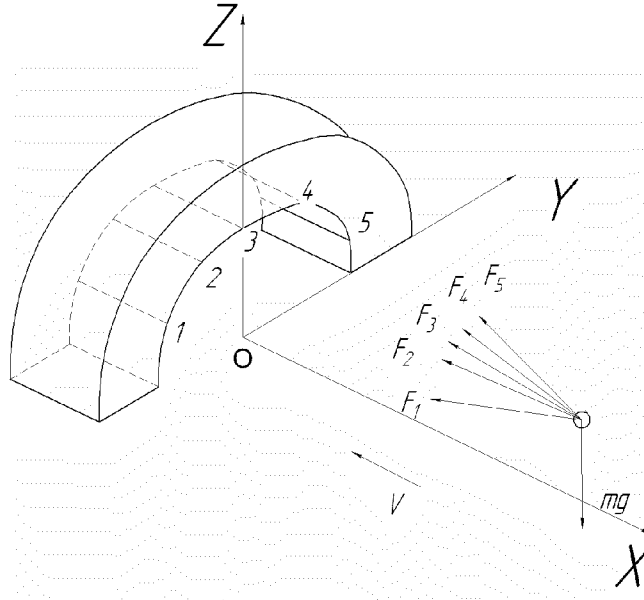


Рисунок 2 - Схема сил, що діють на домішку

Результуюча сила, що діє на домішку визначається:

$$m \frac{d^2 \vec{S}}{dt^2} = m \vec{g} + \sum_{i=1}^k F_i \quad (1)$$

де S – шлях, що проходить домішка;
 m – маса домішки;
 g – прискорення вільного падіння;
 F_i – сила всмоктування i -ої щілини, що діє на домішку;
 k – кількість щілин.
В проекціях на осі OX , OY та OZ маємо:

$$\begin{aligned} m \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} &= \sum_{i=1}^5 F_i \cdot \cos \alpha_i; \\ m \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} &= \sum_{i=1}^5 F_i \cdot \cos \beta_i; \\ m \cdot \frac{d^2 z}{dt^2} &= -mg + \sum_{i=1}^5 F_i \cdot \cos \gamma_i. \end{aligned} \quad (2)$$

При розгляді складових руху домішки в по осям OX , OY та OZ значення кутів визначаються:

$$\begin{aligned} \alpha_i &= \arccos \frac{V_{mo_i} \cdot (y_{si} - y) - V_{azp} \cdot \sqrt{(x_{si} - x)^2 + (y_{si} - y)^2 + (z_{si} - z)^2}}{V_{n_i} \cdot \sqrt{(x_{si} - x)^2 + (y_{si} - y)^2 + (z_{si} - z)^2}}; \\ \beta_i &= \arccos \frac{V_{mo_i} \cdot (y_{si} - y)}{V_{n_i} \cdot \sqrt{(x_{si} - x)^2 + (y_{si} - y)^2 + (z_{si} - z)^2}}; \\ \gamma_i &= \arccos \frac{V_{mo_i} \cdot (z_{si} - z)}{V_{n_i} \cdot \sqrt{(x_{si} - x)^2 + (y_{si} - y)^2 + (z_{si} - z)^2}}, \end{aligned} \quad (3)$$

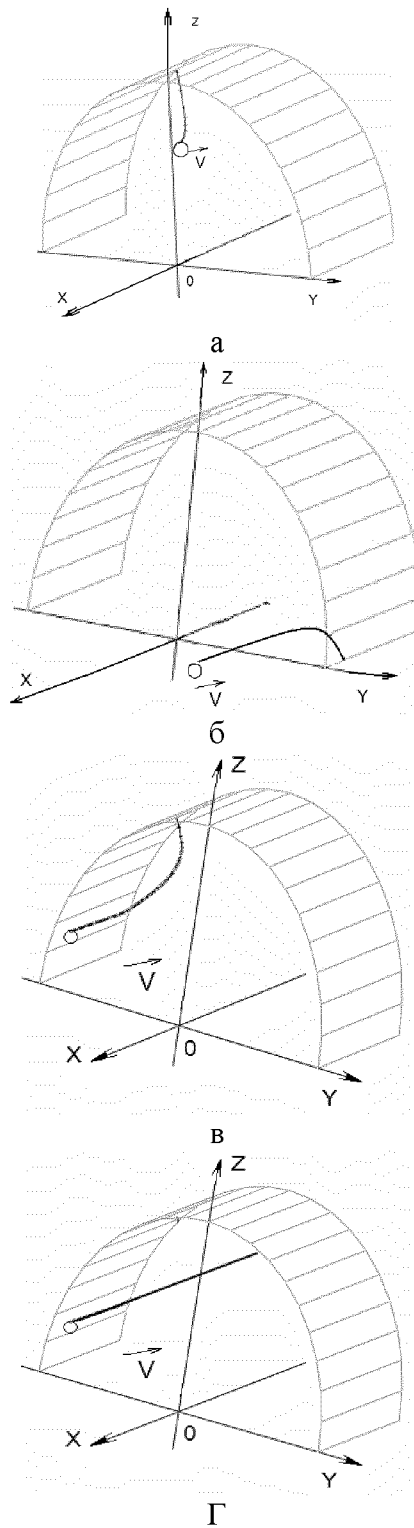
де x, y, z – початкові координати домішки;
 V_{n_i} – швидкість захоплення домішки i -тою щілиною;

$$\begin{aligned} V_{n_i} &= \sqrt{V_{mo_i}^2 + V_{mi}^2 + V_{ni}^2}, \\ V_{mi} &= V_{mo_i} \cdot \frac{x_{si}}{\sqrt{(x_{si} - x)^2 + (y_{si} - y)^2 + (z_{si} - z)^2}} + V_{azp}; \\ V_{ni} &= V_{mo_i} \cdot \frac{y_{si}}{\sqrt{(x_{si} - x)^2 + (y_{si} - y)^2 + (z_{si} - z)^2}}; \\ V_{ni} &= V_{mo_i} \cdot \frac{z_{si}}{\sqrt{(x_{si} - x)^2 + (y_{si} - y)^2 + (z_{si} - z)^2}}. \end{aligned}$$

В початковий момент очищення:

$$\begin{aligned} \left. \frac{dx}{dt} \right|_{t=0} &= -V; \\ \left. \frac{dy}{dt} \right|_{t=0} &= 0; \\ \left. \frac{dz}{dt} \right|_{t=0} &= 0. \end{aligned} \quad (4)$$

Диференційні рівняння другого роду (2) аналітичного рішення не мають, тому використовуємо метод Рунге-Кутта. Розрахунок проводимо за допомогою пакету прикладних програм на ПЕОМ за власним алгоритмом з урахуванням початкової швидкості домішки.



а) розташування ближче до верхньої щілини жалюзі; б) розташування ближче до нижньої щілини жалюзі; в) розташування ближче до бокової щілини жалюзі; г) розташування напроти неробочої (мертвої) зони

Рисунок 3 - Можливі траєкторії руху домішки при всмоктуванні суміжними щілинами в залежності від її попадання в одну із зон дії жалюзі

Наведені графічні залежності (рис. 3) показують вигляд можливих траєкторій руху.

Аналіз отриманих траєкторій руху домішки при всмоктуванні суміжними щілинами жалюзі дозволив визначити неробочі (мертві) зони (рис. 3,г), у яких відсутній процес сепарації. Запропоновані шляхи усунення цього недоліку.

Список літератури

1. Батурин В.В. Основы промышленной вентиляции. –М.: Профиздат, 1990. – 448с.
2. Штокман Е.А. Очистка воздуха. – М.: издательство АСВ, 1998. – 320 с
3. Онопа В.А. Обґрунтування параметрів пневматичної насадки пневмодезинсектора для збирання шкідників пасльонових культур Дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11. / Кіровоградський нац. тех. ун-т. – Кіровоград., 2008.
4. Корн Г. и Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. Определения, теоремы, формулы. – 4-е изд. – М.: Наука, 1978.– 832с.

В. Онопа, М. Петренко, О. Кислун, В. Онопа

Исследование траектории движения примесей в воздушном потоке

В статье сделана попытка исследования траектории движения примесей в воздушном потоке при его очистке, для повышения эффективности работы зерноочистительных машин с замкнутым циклом воздушного потока. Приведены возможные траектории движения примеси при всасывании щелями в зависимости от ее попадания в зону действия жалюзи.

V. Onopa, M. Petrenko, O. Kislun, VOnopa

Research of trajectory motion of admixtures is in the current of air

In the article the attempt research of trajectory motion of admixtures is done in the current air at his cleaning, for the increase of efficiency work grain cleaners with the reserved cycle of current air. The possible trajectories of motion admixture are rotined at suction contiguous cracks depending on its hit in one of areas of action of jalousies

Одержано 16.09.09

Дослідження впливу додаткових навантажень в опорах мультиплікатора на несучу систему машини ОВП-2000

В статті проаналізовано стан матеріальної бази проведення експериментальних досліджень сільськогосподарських машин, її значення для розробки та впровадження нових, конкурентоздатних машин. Приведено результати експериментальних досліджень, які в комплексі з теоретичним підходом забезпечили оптимізацію параметрів рамної конструкції вентиляторного обприскувача ОВП-2000. **удосконалення, несучі конструкції, дослідження, крутний момент, моментомір**

Без організації повномасштабних досліджень в даний час неможливо створювати і удосконалювати вітчизняні сільськогосподарські машини. Тому, з розвитком машинобудування удосконалюються методики, розширюється сортамент та матеріальне забезпечення проведення експериментів. На жаль, за останні 15-17 років матеріальна база експериментальних наукових досліджень фактично занепала [1], а з нею занепадає вітчизняне сільськогосподарське машинобудування, тому що без розвитку нових засобів дослідження неможливе навіть копіювання машин провідних зарубіжних виробників. Не маючи можливості проводити систематичні дослідження, конструктори закладають завищені маси конструкції тому середня енергоємність виконання технологічних процесів, які виконуються вітчизняними сільськогосподарськими машинами в 1,5-2,5 рази перевищує їх зарубіжні аналоги. В зв'язку з чим відродження і розвиток вітчизняного сільськогосподарського машинобудування неможливе без використання новітніх розробок та використання світових досягнень. Оскільки у світовій практиці немає випадків, щоб країна з високорозвинутим сільськогосподарським виробництвом не мала власного сільськогосподарського машинобудування і навпаки [2].

Дослідженням в галузі проведення випробувань, та на їх основі удосконалення сільськогосподарських машин, присвячені праці Л.В. Погорілого [3, 4], Л.М. Грошева [5], С.В. Кардашевського [6], Л.С. Єрмолова [7], В.Я. Аніловича [8], Д.С. Буклагіна [9].

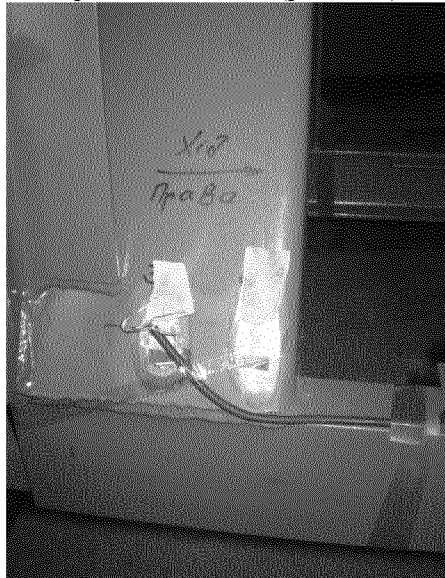
В системах дослідження та діагностики машин, за останні роки, значного розвитку набула мікроелектроніка і цифрова техніка, які в нас не випускаються. Зарубіжні системи дорогі, тому недоступні вітчизняним споживачам, до того-ж вони не пристосовані до специфіки сільськогосподарського виробництва [10].

В роботі проведені дослідження впливу крутних моментів на несучі конструкції сільськогосподарських машин з активними робочими органами, які приводяться в дію від ВВП енергозасобу (на прикладі причіпного вентиляторного обприскувача ОВП-2000). Для забезпечення експерименту було розроблено засоби вимірювання [11], та програмне забезпечення [12].

Метою досліджень є визначення величини кососиметричних навантажень які через опори мультиплікатора передаються на раму, в даному випадку машини ОВП-2000.

Напрямки досліджень є складовою частиною пріоритетного розвитку науки і техніки «Обґрунтування параметрів з розробкою малогабаритного обприскувача сільськогосподарського призначення» у відповідності з бюджетною темою ДІ 158-09 (номер державної реєстрації 0109U002299).

Для проведення експериментальних досліджень, результати яких лягли в основу даної роботи, застосовувалися: тензодатчики- для вимірювання напружень в елементах консолі мультиплікатора (рис. 1), моментомір - для визначення енергетичних характеристик приводу (рис.2.а); реєстрація замірів проводилася універсальною вимірювальною системою дослідження динамічних навантажень сільськогосподарських машин (рис. 2.б).

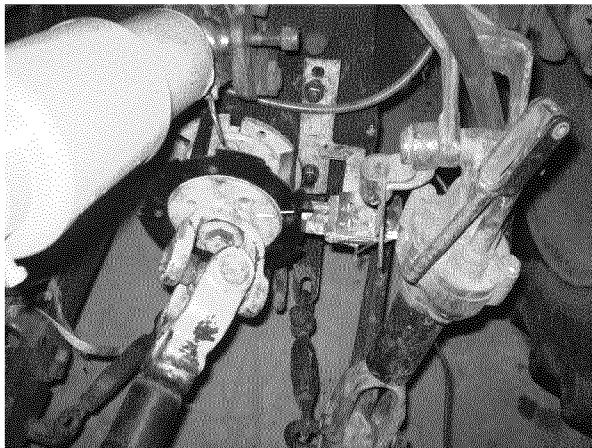


а)



б)

Рисунок 1 - Розміщення тензодатчиків на правій (а) та лівій (б) опорах мультиплікатора вентилятора



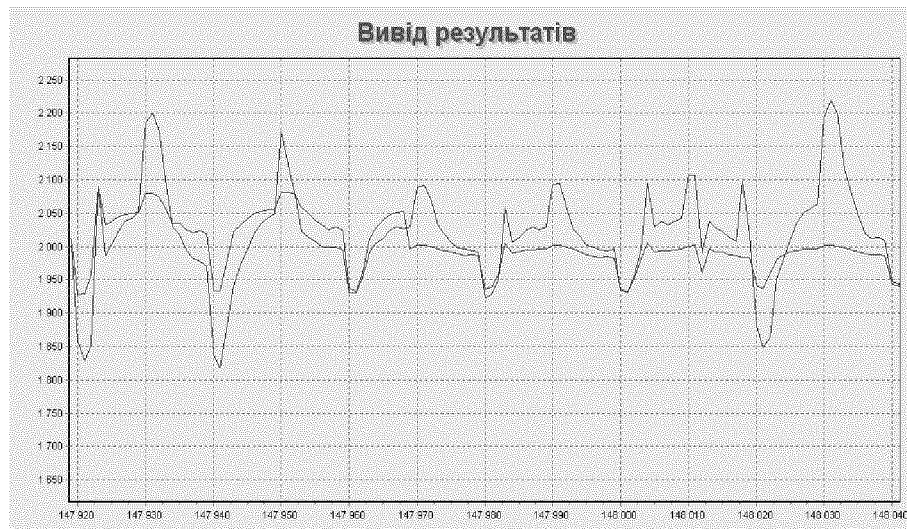
а)



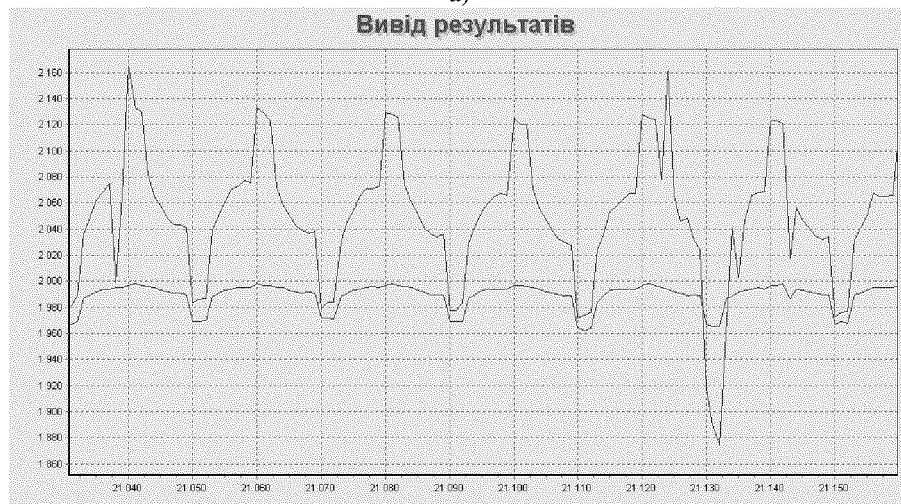
б)

Рисунок 2 - Розміщення моментоміра (а) на ВВП трактора, та під'єднання його до реєструючої системи (б)

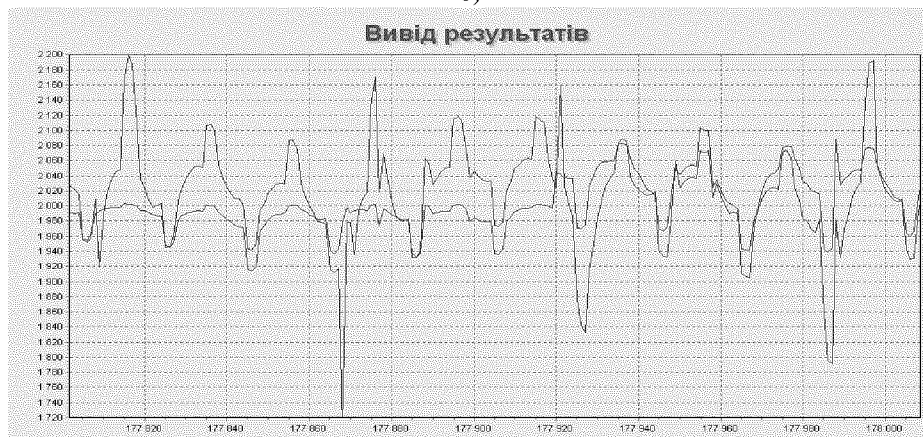
В процесі експерименту реєструвалася зміна напружень в опорах мультиплікатора підчас виконання машиною технологічного процесу. Отримані напруження (в відносних одиницях) візуалізуються на моніторі комп'ютера з допомогою програми «Krejator».



а)



б)



в)

а- осцилограма зміни зусиль при пуску вентилятора; б- осцилограма стабільної роботи вентилятора; в- осцилограма зміни зусиль при зупинці вентилятора

Рисунок 3 - Фрагменти осцилограм досліджень навантаження під опорами мультіплікатора обприскувача ОВП-2000 отриманих спеціальною програмою «Krejator»

На приведених фрагментах осцилограм (рис.3) наглядно зображено зміну співвідношень напруження в правій і лівій частинах консолі опори мультиплікатора в процесі пуску (зростає різниця напружень в опорах), зупинки (напруження в опорах вирівнюються), та при усталеному режимі роботи вентиляторної установки (значна різниця напружень в опорах).

Для оцінки навантаженого стану в опорній системі мультиплікатора вентилятора машини ОВП-2000 складено розрахункову модель на основі модифікованого методу мінімуму потенціальної енергії деформації конструктивних структур:

- для лівої частини (рис. 4.а)

$$U_1 = \frac{1}{2 \cdot I_2} \left(\int_0^{\frac{a_4}{2} - a_7} (M_2 + Q \times s)^2 ds + \int_0^{a_7} \left(Q \left(\frac{a_4}{2} - a_7 + s \right) + M_2 + P_1 a_7 \right)^2 ds \right) + \frac{1}{2E \cdot I_{22}} \int_0^{\frac{h_1}{\cos \alpha}} \left(Q \frac{a_4}{2} + P_1 a_7 + (Q + P_1) \sin \alpha \times s + M_2 \right)^2 ds ; \quad (1)$$

- для правої частини (рис. 4.а) опори

$$U_2 = \frac{1}{2E \cdot I_2} \left(\int_0^{\frac{a_4}{2} - a_7} (M_2 - Q \times s)^2 ds + \int_0^{a_7} \left(-Q \left(\frac{a_4}{2} - a_7 + s \right) + M_2 + P_2 a_7 \right)^2 ds \right) + \frac{1}{2E \cdot I_{22}} \int_0^{\frac{h_1}{\cos \alpha}} \left(-Q \frac{a_4}{2} + P_2 a_7 - (Q - P_2) \sin \alpha \times s + M_2 \right)^2 ds . \quad (2)$$

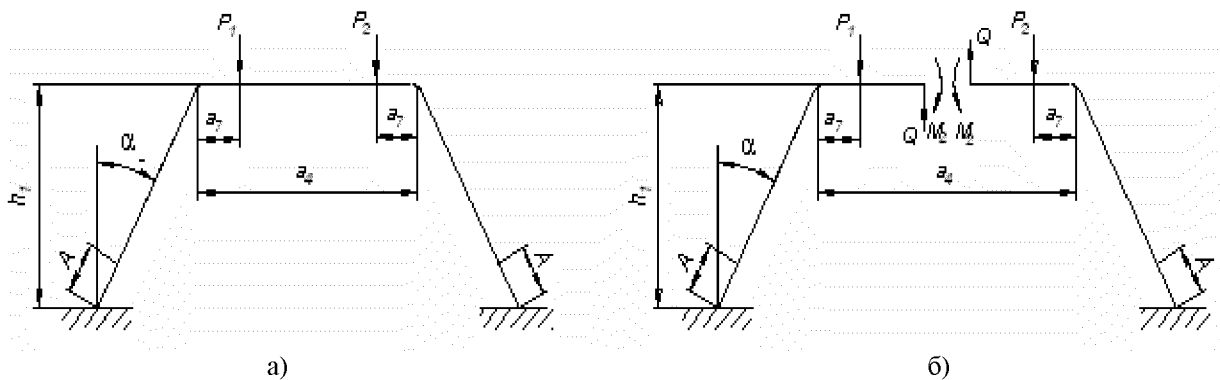


Рисунок 4 - Загальна (а) та розрахункова (б) схема для визначення зусиль в опорах мультиплікатора

Де I_2, I_{22} - осьовий момент інерції перетину лонжерона;

Q - перерізуюча сила;

M_2 - згинальний момент;

E - модуль Юнга;

U_1, U_2 - потенціальні енергії деформації відповідно згину і кручення.

Розв'язуючи систему отриманих рівнянь, які описують зміну напружень, відносно зусиль в опорах мультиплікатора (з врахуванням реальної геометрії конструкції кронштейна кріплення мультиплікатора), отримуємо залежності

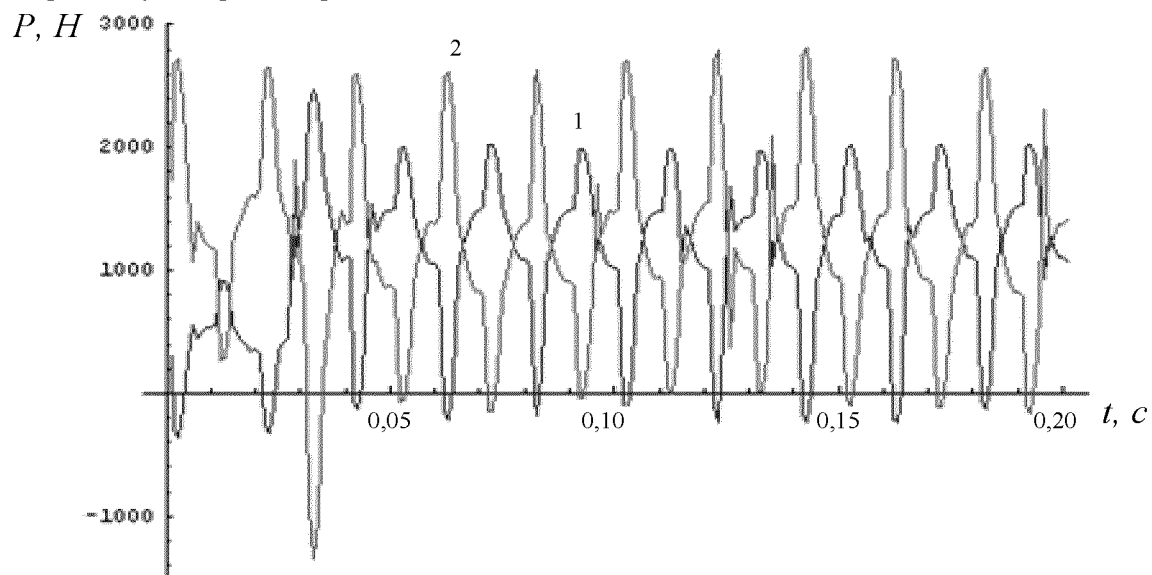
$$\begin{cases} P_1 = 5,83 \cdot 10^{-3} W (\sigma_2 - 1,46 \sigma_1) \\ P_2 = 5,83 \cdot 10^{-3} W (\sigma_1 - 1,46 \sigma_2) \end{cases} \quad (3)$$

де P_1, P_2 - навантаження в лівій і правій опорах мультиплікатора викликані роботою приводу вентилятора, Н;

W - момент опору, м^3 ;

σ_1, σ_2 - напруження в лівій і правій половинах консолі, визначені експериментально, МПа.

Підставляючи у ці залежності значення напружень, які були отримані експериментальним шляхом (рис. 3), визначаємо зусилля під опорами мультиплікатора під час роботи приводу вентилятора [13], будуємо графіки зміни навантажень під опорами мультиплікатора.

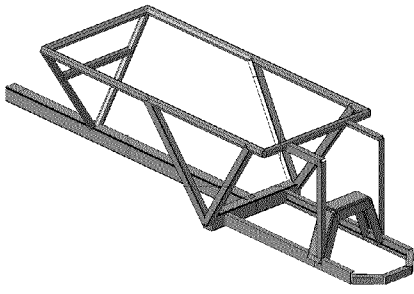
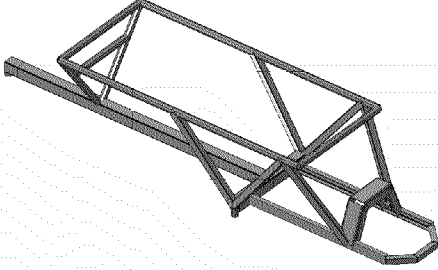


1 - ліва опора; 2 - права опора

Рисунок 5 - Фрагмент осцилограми навантажень в опорах мультиплікатора

Підставивши значення сил в опорах мультиплікатора, отримані експериментально, виконано розрахунок напружень в лонжеронах консолі вентиляторної установки, та розглянуто можливість удосконалення конструкції у поєднанні з результатами експериментальних досліджень [14]. З таблиці 1 бачимо, що за рахунок зміни геометрії рами вирівнюється кососиметрія навантажень в лонжеронах консолі вентилятора, та суттєво знижуються напруження, що дозволяє зменшити переріз лонжеронів, оптимізувавши машину за матеріаломісткістю. Очікуваний економічний ефект від проведеного вдосконалення за матеріаломісткістю та експлуатаційними витратами машини ОВП-2000 протягом розрахункового терміну експлуатації обчислений згідно ГОСТ 23728-88 в цінах на 01.01.2009 р. становить 10360 грн [15].

Таблиця 1 - Значення динамічних зусиль в опорі мультиплікатора вентилятора машини **ОВП-2000** при існуючій та запропонованій конструкції консолі (динамічне навантаження, визначено запропонованою методикою)

Силіві фактори.				
	Базова конструкція.		Запропонована конструкція.	
	$P_1 = -408,064H$ Ліва	$P_2 = 3904,714H$ Права	$P_1 = -408,064H$ Ліва	$P_2 = 3904,714H$ Права
N, Н.	-413,07	-702,2	-911,04	-1481,85
M _x , Нм.	2,02	1,19	1,16	0,09
M _y , Нм.	-738,57	-1124	-404,09	-517,85
Q _z , Н.	-894,46	1461,15	-548,24	665,35
M _z , Нм.	-42,49	0,36	-40,59	-18,58
Q _y , Н.	71,88	-17,76	91,72	-36,12
σ , МПа	52	63	34	36

Висновок. За результатами експериментальних досліджень підтверджено теоретичні положення про те, що в опорах приводів сільськогосподарських машин, з вентиляторною механічною характеристикою, навантаження в опорах міняється за випадковим законом (при сталому навантаженні на валу приводу). Встановлено, що в машині ОВП-2000 навантаження в опорах міняється циклічно в межах від -408,064 Н до 3904,71 Н. Складено математичні залежності та обчислено напруження в лонжеронах консолі вентилятора. Запропоновано конструктивні зміни консолі, що привело до зменшення напружень в 1,5 рази, також вирівнюються кососиметричні навантаження. Завдяки запропонованим змінам конструкції досягається зменшення матеріаломісткості на 8%. Розроблена матеріальна база і методика можуть використовуватися для дослідження динамічних навантажень сільськогосподарських машин з приводом робочих органів від ВВП.

Список літератури

1. П. Сысолин Испытания для совершенствования конструкций сельскохозяйственных машин./ П. Сысолин// Техніка АПК- 2008.-№8.- С. 14.
2. В. Булгаков Сучасний стан наукового забезпечення державної технічної політики країни у сільському господарстві./ В. Булгаков// Техніка АПК- 2008.-№9-10.- С. 8-11.
3. Погорелый Л. В. Повышение эксплуатационно- технологической эффективности сельскохозяйственной техники / Погорелый Л. В.- К.: Техника, 1990.- 176 с
4. Погорелый Л.В. Инженерные методы испытаний сельскохозяйственных машин / Погорелый Л.В.- К.: Техника, 1991.- 157 с.

5. Грошев Л.М. Надежность сельскохозяйственной техники/ Л.М.Грошев, Н.Ф.Дмитриченко, Т.И. Рыбак.- К.: Урожай, 1990.- 192 с.
6. С.В. Кардашевский Испытания сельскохозяйственной техники/ [С.В. Кардашевский, Л.В. Погорелый, Г.М. Фудиман и др.].- М.: Машиностроение, 1979.- 288 с.
7. Ермолов Л.С. Повышение надёжности сельскохозяйственной техники: (основы теории и практики)/ Ермолов Л.С..- М.: Колос, 1979.- 255с.
8. Анилович В.Я. Обеспечение надёжности сельскохозяйственной техники/ Анилович В.Я., Карпов В.Г.- К.: Техника, 1989.- 125 с.
9. Буклагин Д.С. Основные направления повышения качества испытаний сельскохозяйственной техники / Буклагин Д.С., Лесниковский А.И.- М.: ЦНИИТЭИ Госкомсельхозтехники СССР, 1979.- 55 с. (обзорная информация).
10. Датчики крутящего момента [электронный ресурс] <http://www.burster.com>
11. Пат. України 31564, МПКG01L 5/24. Моментомір / Рыбак Т.І., Костюк В. І., Паламарчук П.В., Бабій А.В., Матвійшин А.Й; заявник і патентотримувач ТДТУ, заявл. 24.12.2007; опубл. 10.04.2008. Бюл.№7.
12. А.с. 27992 України, Комп'ютерна програма «Krejtor» / Рыбак Т. М., Паламарчук П.В., Федик В.Я. Дата реєстрації 13.03.2009 р.
13. Рыбак Т.И. Методы оценки несущей способности и долговечности машин для химической защиты в растениеводстве. / Рыбак Т.И. - К.: Наукова думка, 1985.-232с.
14. Заблонский К.И. Влияние конструктивных форм деталей машин на их долговечность/ Заблонский К.И., Мак С.Л.- К.: «Техніка», 1971.- 184 с.
15. Великанов К.М. Расчет экономической эффективности новой техники./ Великанов К.М. - 2-е издание. Москва. 1990. - 420с.

П. Паламарчук

Исследование влияния дополнительных нагрузок в опорах мультипликатора на несущую систему машины ОВП-2000

В статье проанализировано состояние материальной базы проведения экспериментальных исследований сельскохозяйственных машин, ее значения, для разработки и внедрения новых, конкурентоспособных машин Приведены результаты экспериментальных исследований, которые в комплексе с теоретическим подходом обеспечили оптимизацию параметров рамной конструкции вентиляторного опрыскивателя ОВП-2000.

P.Palamarchuk

Researches of influence of additional loadings in support of the animator on bearing car system ОВП-2000

The state of the material base of leadthrough of experimental researches of agricultural machines, its values, for development and introduction of new, competitive machines is analysed in this article. The role of the results of experimental researches is shown, which is in a complex with theoretical approach provided optimization of frame construction's parameters of ОВП-2000 ventilator sprinkler.

Одержано 02.09.2009

Дослідження систем водозберігаючого зрошення

Проаналізовано проблему впливу на ефективність роботи систем водозберігаючого зрошення речовин, які потрапляють в мережу з поливною водою. Приведено нову конструкцію, що зменшує негативний вплив речовин на ефективність використання системи водозберігаючого зрошення.

водозберігаючі водовипуски, водопровідні канали, крапельниці, мікрозрошувачі, фільтрокапілярні зволожувачі

При підготовці нормативних документів [1-3] в процесі досліджень краплинних, мікрозрошувальних та фільтрокапілярних "систем водозберігаючого зрошення" (СВЗ) в Україні, Молдові, Armenії, Таджикистані та в інших країнах СНГ протягом 1980-1991 рр., спостерігалася небезпечна залежність обсягів накопичення "зважених та розчинних речовин та новоутворень органічного і мінерального походження" (ЗРОМП) в водопровідних каналах [включаючи запоно-регулюючу арматуру, фільтри, датчики автоматичного керування, "водозберігаючі водовипуски" (ВВ) (крапельниці, мікрозрошувачі, фільтрокапіляри тощо)] від тривалості роботи СВЗ на фоні природних факторів пори року (вітер, дощ), тощо.

Зазначена залежність неминує призводила до погіршення ефективності роботи СВЗ. Цей негатив має місце при використанні СВЗ для поливу однорічних та багаторічних сільськогосподарських культур і в інших країнах світу. Про невирішеність проблеми низької ефективності СВЗ свідчить постійне збільшення кількості нових розробок і складових елементів СВЗ [4]. На це звертають увагу висновки доповіді на конференції в Київпроекті щодо неефективної роботи СВЗ на Майдані Незалежності та в парку ім. Шевченка (м. Київ, 2007р.), при проектуванні та будівництві яких були використані нові сучасні рекомендації [5, 6, 7].

Власник СВЗ для подальшого підтримання працездатності (при інших рівних умовах застосування) вимушений заново звертатися до тих самих фахівців для перегляду методики вибору ВВ, режимів їх промивки на поливному трубопроводі тощо. Це додатково вимагає використання значного обсягу кваліфікованої ручної праці та застосування нових нестандартних пристроїв. В кінцевому результаті все зводиться до чергової регенерації водопровідних каналів СВЗ та заміни на нові ВВ, а з часом і до заміни СВЗ на нову в цілому, що вимагає щорічних додаткових значних фінансових і людських ресурсів.

Пояснити такий стан речей можна тим, що зазначені недоліки на сьогодні продовжують не враховуватися на стадії проектування, розробки, виготовлення монтажу і експлуатації як складових так систем водозберігаючого зрошення в цілому. Це суттєво дискримінує СВЗ і тим стримує впровадження екологічно чистих, енергозберігаючих, сучасних, вискоєфективних методів зрошення з застосуванням прогресивних технологій вирощування сільськогосподарських культур. Пошук рішення для усунення зазначеної проблеми актуально. Розгляд нових розробок, які покращать рентабельність застосування СВЗ є корисним для фахівців, виробників так і їх споживачів.

Стан захищеності проточної частини складових елементів СВЗ від прояву дії та впливу в процесі їх експлуатації обсягів накопичення зважених та розчинних речовин та новоутворень органічного і мінерального походження (ЗРОМП) визначається спроможністю системи не залежати від зазначеного негативу. Обсяги ЗРОМП у воді, яку використовують для СВЗ в своїй основі залежать від багатьох показників. До основних можна віднести: показники якості води в джерелах водокористування згідно з класифікатором [8]; фізико-механічний склад ґрунтів, в яких прокладена відкрита зрошувальна мережа; гідродинамічний режим течії води; показники розмиву русла мережі; показники водної та вітрової ерозії на прилеглих до мережі територіях та види рослинності на цих територіях.

Першочерговий вплив показників якості води проявляється на ВВ, розміри проточної частини яких найменші. Зменшення або усунення явищ накопичення ЗРОМП у проточній частині ВВ буде визначати збільшення рівня їх безпечності. Особлива технологія накопичення у ВВ ЗРОМП продуктів рослинного походження, які мають властивості розвиватися вегетативно та з насіння в самій мережі краплинного зрошення під час її транспортування.

Плавучість насіння бур'янів у поливній воді поділяється на три групи: добре плаваюче насіння з питомою вагою $0,28\text{—}0,498\text{ г/см}^3$ (пирій повзучий, спориш звичайний, осот рожевий, маруна кучерява тощо); насіння з нейтральною плавучістю з питомою вагою $0,5\text{—}0,998\text{ г/см}^3$ (амброзія полинолиста, курай чумний, липучка їжакова, мишій сизий, стоколос покрівельний тощо) та тонуче насіння питомою вагою $1,00\text{—}1,317\text{ г/см}^3$ (березка польова, стоголовник посівний, чорнушка нив'яна, щиріця колосиста тощо). Цілий ряд злісних, поширених в Степу України, бур'янів має насіння, яке за допомогою поливної води може розповсюджуватись на значну відстань по відкритих каналах мережі зрошення. При потраплянні в закриту трубопровідну поливну мережу під дією температури і тиску у складних лабіринтах складових елементах проточної частини системи насіння набуває нових властивостей з існуючими у воді зваженими та розчинним формами шкідливих речовин, збільшуючи їх обсяги.

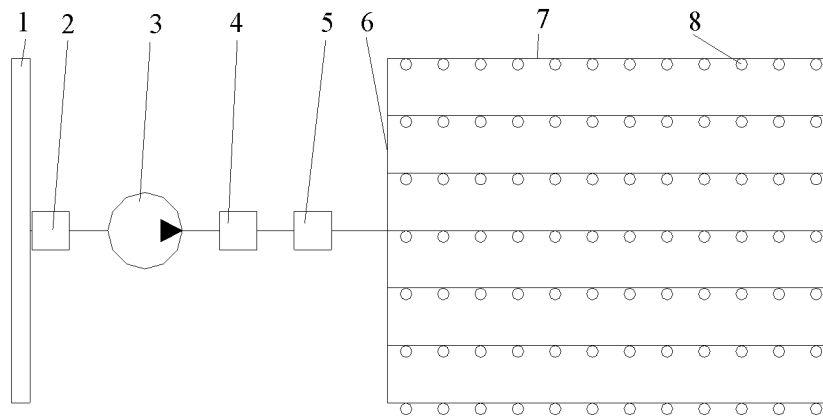
До зазначеного вище в процесі експлуатації на працездатність СВЗ (можливість забезпечувати свої функціональні властивості протягом паспортного терміну експлуатації — ресурсу) додатково впливає багато інших нових небезпек, які є похідними від непередбаченості прояву дій процесів накопичення осаду в системі. Без їх урахування статистика проявів негативу ЗРОМП в СВЗ в процесі експлуатації продовжують збільшуватися. Настає час коли застосування СВЗ стає не ефективним та витратним для власника.

Детальний статистичний аналіз результатів польових досліджень працездатності складових елементів проточної частини СВЗ та ВВ в даній роботі не приводяться. Зупинимось на загально відомих недоліках на прикладі типової конструкції СВЗ, схема якої приведена на рис. 1.

З вводом в експлуатацію нової СВЗ на початку вегетаційного періоду, після відносно нетривалого періоду використання, в прикінцевій частині усіх поливних трубопроводів, починають змінюватися обсяги подачі поливної води через ВВ. Не залежно від конструктивного виконання СВЗ та ВВ рівень негативних наслідків ЗРОМП при інших однакових умовах визначається тільки тривалістю періоду роботи складового елемента СВЗ. Демонтаж непрацездатних ВВ та їх розбирання засвідчують наявність накопиченого осаду та закупорки ним проточної частини, що призводить до порушення проектного режиму роботи інших складових елементів СВЗ, регулюючих розподіл води в мережі. Багато типів ВВ виконані нерозбірними і ремонту не

підлягають. Регенерація проточної частини працюючого, затратна та малоефективна. Простіше замінити ВВ, розмістивши новий біля несправного, який інколи демонтують з установкою на його місце пробки. Для маломатеріалоемких ВВ зняття несправних з поливного трубопроводу не ефективно.

Для зменшення дії ЗРОМП застосовують різноманітні нові розробки пристроїв (сіток) для попередньої грубої очистки та фільтрів (піщаних) для тонкої очистки поливної води, наприклад, виконаних в різний час в ІГіМ. Їх застосування вимагає додаткових витрат поливної води для періодичної регенерації і електроенергії для насосної станції, а також збільшення матеріалоемності трубопровідної мережі для забезпечення транспортування води до ВВ при збільшених показниках тиску. Низька надійність та працездатність ВВ робить малоефективним роботу пристроїв по внесенню з поливною водою пестицидів та агрохімікатів.



1 — джерело водокористування; 2 — засоби попередньої очистки; 3 — насосна станція; 4 — засоби тонкої очистки; 5 — засоби внесення добрив; 6 — розподільний трубопровід; 7 — поливний трубопровід; 8 — водозберігаючі водовипуски (крапельниці, мікрозрошувачі, фільтрокапіляри тощо)

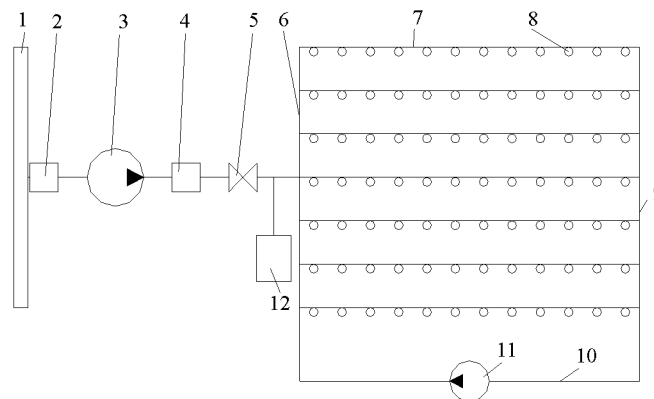
Рисунок 1 – Схема системи водозберігаючого (краплинного, мікрозрошувального, фільтрокапілярного тощо) зрошення

Теоретичні дослідження процесів накопичення ЗРОМП в трубопровідній мережі та її складових елементах, засвідчують інтенсифікацію їх негативного прояву в залежності від зміни температури, тиску і концентрації в потоці води. Зазначена динаміка зміни показників впливу на збільшення обсягів ЗРОМП в повній мірі відповідають умовам застосування СВЗ в період вегетації рослин. Так, температура води в водорозподільчій мережі СВЗ та ВВ в літній час в окремі пори роки збільшується до 40 °С і більше. Поливна вода з відкритих каналів системи зрошення за нормативом має значно більші значення показнику "зважені речовини" у порівнянні з ГОСТ "Питна вода", де цей показник дорівнює 1,5 мг/л. Протягом 4...8 поливів за вегетаційний період тиск води в мережі змінюється стільки ж разів з максимуму до мінімуму. З додаванням у поливну воду пестицидів та агрохімікатів процеси накопичення та збільшення обсягів зважених речовин будуть змінюватися тільки у сторону збільшення осаду тощо.

В останні роки для зменшення дії неминучих похідних експлуатаційних недоліків роботи СВЗ стали застосовувати нові конструкції СВЗ з гнучкими плівковими трубопроводами одноразового користування для вирощування однорічних овочевих культур. Але і в цьому випадку працездатність ВВ вже в процесі першого поливу починає погіршуватись. В цей час коли розсада ще маленька і не захищає поливні трубопроводи від сонця, інтенсивніше відбуваються процеси закупорки водовипускних отворів і, як наслідок, в прикінцевій частині починає зменшуватись норма поливу

рослин. Це примушує обслуговуючий персонал СВЗ робити додаткові отвори у гнучкому плівковому трубопроводі у місці по факту відсутності зволоження рослин. Такі заходи теж розбалансовують рівномірність розподілу води вже на початку вегетаційного періоду з відповідними негативними наслідками в рості і розвитку рослин та отриманні кінцевого урожаю на зрошені тощо.

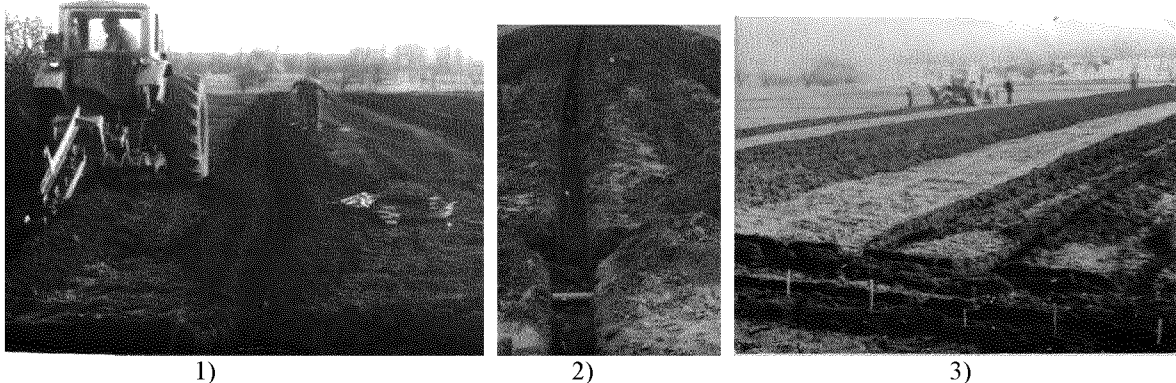
Опускаючи перелік пошукових робіт по удосконаленню складових елементів мережі приводимо кінцевий варіант нової розробки, яка суттєво зменшує прояви зазначених вище похідних експлуатаційних недоліків роботи існуючих конструкції СВЗ. Далі в роботі СВЗ, в якій ризики прояву ЗРОМП будуть суттєво зменшені або усунуті, будемо називати "Система безпечного водозберігаючого зрошення" (СБВЗ). Схема такої СБВЗ приведена на рис. 2.



1 – джерело водокористування; 2 – засоби попередньої очистки; 3 – насосна станція; 4 – засоби тонкої очистки; 5 – засоби внесення добрив; 6 – розподільний трубопровід; 7 – поливний трубопровід; 8 – водозберігаючі водовипуски (крапельниці, мікрозрошувачі, фільтрокапіляри тощо); 9 – колектор; 10 – байпасний трубопровід; 11 – циркуляційний насос; 12 – повітряний резервуар

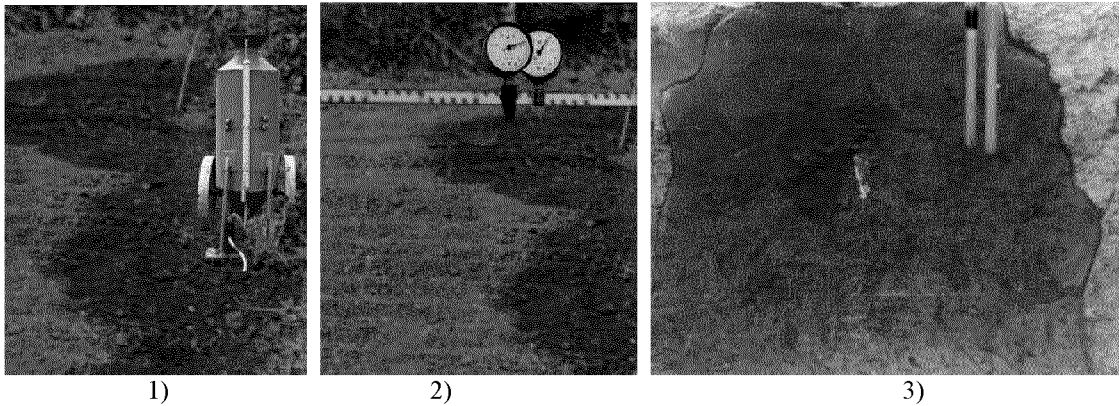
Рисунок 2 – Схема системи безпечного водозберігаючого (краплинного, мікрозрошувального, фільтрокапілярного тощо) зрошення

За новою схемою були запроектовані і випробувані у виробничих умовах СВЗ з використанням в якості ВВ найбільш чутливого до ЗРОМП фільтрокапілярного зволожувача, додатково оснащеного клапаном автоматичного регулювання подачі води в залежності від найменшої водоємності (НВ) ґрунту. Фрагменти будівництва ділянки такої системи показані на рис. 3. Контроль НВ визначався удосконаленим приладом. Фрагмент дослідження НВ удосконаленим приладом показано на рис. 4.



1 – підготовка траншеї для поливного трубопроводу; 2 – з'єднання поливного трубопроводу з розподільчим; 3 – загальним вид СБВЗ

Рисунок 3 – Фрагменти будівництва СБВЗ з фільтрокапілярними зволожувачами



1 – мірна ємкість поливної води; 2 – вимірювальні прилади з різними альbedo поверхні пристрою; 3 – профіль ґрунту зволожений фільтрокапілярним зволожувачем
Рисунок 4 – Фрагменти підготовки і вимірювання НВ удосконаленим приладом [16]

Висновки. Теоретично, експериментально та виробничо підтверджено, що усунення проблеми накопичення осаду (мулу) органічного і неорганічного походження на контактних з поливною водою поверхнях всіх складових елементів в процесі ресурсного терміну їх експлуатації забезпечує водозберігаючому мікрозрошенню (краплинному, мікродощуванню, фільтрокапілярному тощо):

- підвищення ефективності ресурсозбереження та екологічну безпеку при використанні при зрошенні однорічних та багаторічних видів сільськогосподарських культур;
- подальшу оптимізацію та обґрунтування схем посадки і агротехніки вирощування щодо повної відповідності технологічним особливостям мікрозрошення та забезпечення у порівнянні з традиційними способами зрошення (дощування, поверхневий полив);
- підвищення урожайності на 15...20 %;
- отримання більш товарної якості сільськогосподарської продукції;
- економію води на 15...50% при мікродощуванні і до 2...5 раз при краплинному та фільтрокапілярному зрошенні однорічних культур (плодово-ягідних, овочевих тощо) та багаторічних культур (груш, винограду тощо);
- економію на 30...85% енергетичних затрат в цілому на подачу води рослинам протягом ресурсного терміну використання об'єкту експлуатації;
- можливості для створення більш високо інтенсивних насаджень плодово-ягідних культур і винограду на горбистій з малопотужними, піщаними, супіщаними та з іншими малопродуктивними землями місцевості;
- зведення до мінімуму або повне виключення негативної дії мікрозрошення на оточуюче повітря, ґрунти і особливо водні джерела;
- зменшення протягом всього ресурсного терміну експлуатацію систем мікрозрошення на 10...75% витрат ручної праці за рахунок підвищення рівня надійності обладнання, автоматизації управління технологічними процесами та збільшення терміну використання;
- зменшити термін окупності капітальних витрат до 1...5 років плодоношення за рахунок приросту урожайності, економії води, електроенергії, витратних матеріалів, ручної праці, витрат на створення безпеки умов праці та довкілля.

Список літератури

1. Коваленко П.И., Литвак Л.С., Ромашенко М.И., Гончаров Ф.И. и др. Каталог изделий для систем капельного и подкранового орошения производства и комплектации Симферопольского завода / К.: НПО УкрНИИГиМ., 1988.- 77 с.
2. Ромашенко М.И., Гончаров Ф.И., Наумчук Л.В. и др. Каталог систем капельного и подкранового орошения с учётом номенклатуры изделий Симферопольского завода. —М.: Союзводпроект, 1988. — 69 с.
3. Ромашенко М.И., Лялина Т.Б., Корюненко В.Н., Гончаров Ф.И. и др. Проектирование Систем капельного и подкранового орошения на базе технических средств Симферопольского завода/ Дополнение к Пособию СНиП 2.06.03-85 "Капельное орошение"/. — М.: В/О Союзводпроект, 1988. — 119 с.
4. Гринь Ю.И., Куделя Н.А., Гарник В.К., Гончаров Ф.И. и др. Правила применения регулирующей и предохранительной арматуры мембранного типа при проектировании закрытых оросительных систем. — К.: 1984. —60 с.
5. Калеников А.Т., Ромашенко М.И. Гидравлические исследования поливного трубопровода с капельными водовыпусками. // Научные исследования по гидротехнике и мелиорации. — К.: 1991. Вып. 2. — С. 108-120. / Сб. научн. Тр. УкрНИИГиМ /.
6. Калеников А.Т., Ромашенко М.И. Гидравлический расчет поливных трубопроводов систем микроорошения // Гидротехника и мелиорация в Украине. — К.: 1992. — Вып. 1. — С. 118-128. / Сб. научн. Тр. УкрНИИГиМ /.
7. Калеников А.Т., Ромашенко М.И. Растёт поливных трубопроводов систем микроорошения по критерию равномерности водоподачи // Гидротехника и мелиорация в Украине. — К.: 1992. — Вып. 1. — С. 96-102. / Сб. научн. Тр. УкрНИИГиМ /.
8. Остапов В.И. и др. Орошаемое земледелие. —К.: Урожай, 1987. — 280 с., Оффенгенден С.Р. и др. Эксплуатация гидромелиоративных систем.—М.: Сельхозгиз, 1956.— С.536.

Ф.И. Гончаров

Исследование систем водозономящего орошения

Проанализировано проблему влияния на эффективность работы систем водозберегающего орошения веществ, которые попадают в сеть с поливальной водой. Приведено новую конструкцию, которая уменьшает негативные влияние веществ на эффективность использования системы водозономящего орошения.

Ф. Goncharov

Researches of systems of a water saving irrigation

In work the problem of influencing of matters which get with polivalnoy water in the systems of saving water is analysed. The decision of a new construction which diminishes the negative displays of matters on efficiency of the use of such systems of irrigation is resulted.

Одержано 05.08.09

УДК 519.85:623.4.06

С.І. Пастушенко, проф., д-р техн. наук

Херсонський державний аграрний університет

М.М. Огієнко, ас.

Миколаївський державний аграрний університет

Математичне моделювання впливу процесу барботації на очистку насіння овоче-баштанних культур гідропневмосепаратором

Розроблена математична модель процесу очищення насіння овоче-баштанних культур в гідропневмосепараторі під впливом процесу барботації. Проведені дослідження моделі руху бульбашок дозволили визначити радіальні межі параметрів тиску в повітропроводі, швидкості спливання та радіус бульбашок у процесах очищення насіння в гідропневмосепараторі.

гідропневмосепаратор, процес барботації, математичні моделі, насіння, бульбашки

Постановка проблеми. Галузь виробництва насіння овоче-баштанних культур є на сьогоднішній день однією з найменш механізованих і найбільш трудомістких. Розробка сучасних машин і технологічних ліній для виділення насіння овоче-баштанних культур потребує глибокого теоретичного вивчення стану даного питання. Взаємодія робочих органів машин з сировиною (насіннева технологічна маса), що подається на обробку з метою більш повного відділення насіння під час її доробки, вимагає чіткого моделювання процесу, що дозволяє на етапі проектування зробити обґрунтований вибір конструкції машини та режимів її роботи, які забезпечать отримання бажаних результатів по якості і кількості кінцевої продукції.

Машина, що запропонована авторами для отримання насіння та доробки технологічної маси овоче-баштанних культур поєднує два способи сепарації: гідравлічний і пневматичний. Пневматичний спосіб забезпечує інтенсивне тертя шарів рідини за рахунок барботації, що дає можливість розмивати слиз і желатиноподібну плівку до стану клітковини і соку, та забезпечує найкращу очистку насіння. Нами було спроектовано і розроблено додаткові вузли для подачі повітря (барботери), які встановлені в гідросепараторі [1] і потребують теоретичного дослідження впливу їх дії на якість процесу доробки насінневої маси.

Аналіз основних досліджень і публікацій. Барботування – це процес пропускання через шар рідини бульбашок газу або пари, їх отримують в барботерах – трубах, тарілках з дрібними отворами.

Власне барботування включає три стадії: утворення бульбашок барботерами, спливання бульбашок, механічне перемішування рідини і складових, що знаходяться в ній.

В результаті спливання і руйнування бульбашок в рідині відбувається кавітація, яка породжує ще один механізм очищення насіння.

Одночасно, в робочому об'ємі рідини гідропневмосепаратора відбувається процес флотації під час якого спливаючі бульбашки здатні захоплювати гідрофобні (погано змочувані водою) частинки і піднімати їх у верхні шари рідини. Частинки

закріплюються на межі розділу фаз (газу і води в даному випадку) і бульбашками повітря підіймаються до поверхні. Флотація, як технологічний процес в промисловості

застосовується для розділення різних сумішей, очищення води від органічних і твердих суспензій.

Кавітація і флотація відносяться до явищ, супроводжуваних барботуванням.

Проблемі математичного моделювання спливання газової бульбашки присвячено велика кількість робіт. Відзначимо тут лише деякі. Більшість теоретичних робіт стосуються розробки математичних моделей динаміки одиночної бульбашки [2, 3]. Окремі наукові роботи, досліджували колективну поведінку бульбашок в рідині. Наявність бульбашок в рідких середовищах змінює їх властивості, що визначає динаміку газорідних (двофазних) середовищ [4, 5].

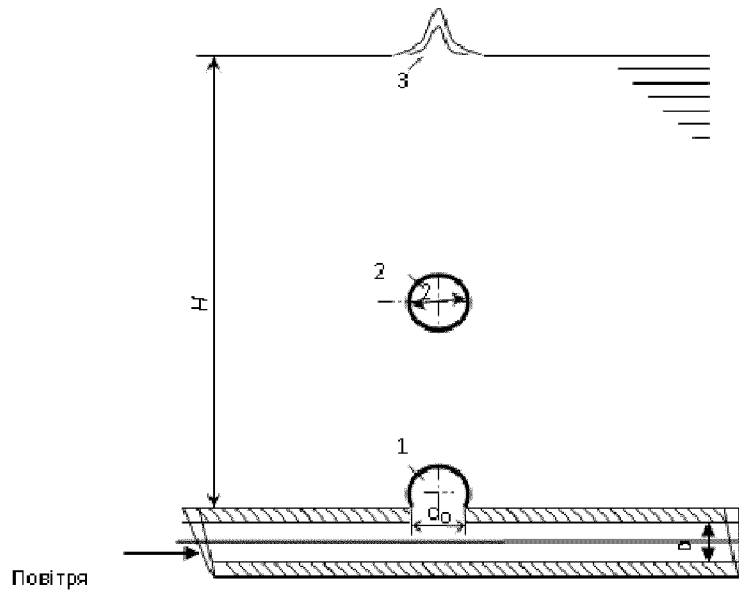
Постановка завдання. При малій швидкості газу (малому надмірному тиску) бульбашки утворюються в квазістатичних умовах і спливають із швидкістю, близькою до швидкості спливання одиночної бульбашки.

При пропусканні газу з високими швидкостями (великому надмірному тиску газу) над отворами барботера утворюються газові струмені. На деякій відстані струмені руйнуються, породжуючи потоки бульбашок. В результаті рідина заповнюється бульбашками різного розміру і форми. Їх потоки спричиняють хаотичний рух рідини, з одного боку, і занурення спливаючих твердих частинок, з іншого.

Бульбашки, володіючи певною кількістю руху, взаємодіють з різними утвореннями, кластерами, руйнують їх і відмивають насіння.

Головною метою даного дослідження є створення математичної моделі впливу процесу барботації на відмивання насіння від складових технологічної маси. Адекватність такої математичної моделі, що описує фізичну сутність процесу очистки технологічної насінневої маси, до реальних процесів, дозволяє оптимізувати вибір конструктивних і технологічних параметрів гідропневмосепаратора.

Результати досліджень. В лабораторній експериментальній установці гідропневмосепаратора, як барботер використовується трубка $\varnothing 10$ мм у вигляді кільця, укладеного на дні сепаратора. Трубка у верхній частині має ряд отворів $\varnothing 1$ мм (рис. 1). У трубку подається повітря від компресора під тиском P_1 . Через отвір повітря дроселює створюючи бульбашки з радіусом a і внутрішнім тиском P_2 .



1 – бульбашка, що утворюється; 2 – спливаюча бульбашка; 3 – руйнування бульбашки

Рисунок 1 - Схема барботування

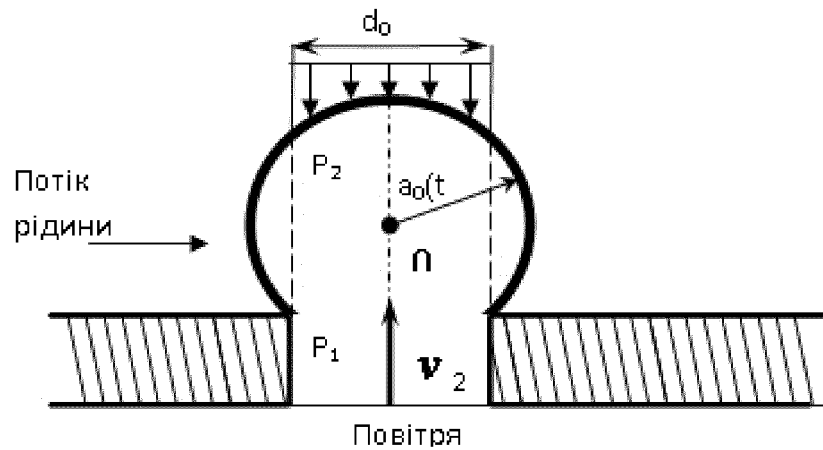


Рисунок 2 - Схема росту бульбашки на отворі барботера

Розглянемо процес утворення газової бульбашки на отворі барботера (рис. 2) і її відрив. Вважаємо, що сусідні бульбашки на неї не впливають.

У квазістатичному випадку $P_1 \approx P_2$ і умова відриву має вигляд

$$\frac{4}{3} \pi a_0^3 \rho_{жс} g = P_2 \cdot \pi \left(\frac{d_0}{2} \right)^2, \quad (1)$$

де a_0 – радіус бульбашки у момент відриву [м];

d_0 – отвори барботера, [м];

$\rho_{жс}$ – густина рідини, [кг/м³];

g – прискорення вільного падіння, [м/с²];

P_2 – тиск газу усередині бульбашки, [МПа].

Зліва у рівнянні (1) представлено вираз для підйомної сили, справа – тиск відриву. У разі квазістатичності:

$$P_2 = \rho_{жс} g H + \frac{2\sigma}{a_0}, \quad (2)$$

де H – висота стовпа рідини над бульбашкою, [м];

σ – поверхневий натяг, [Н/м].

У випадку $\frac{2\sigma}{a_0} \gg \rho_{жс} g H$ з (1) знайдемо радіус бульбашки при відриві

$$a_0 = \left[\frac{3 d_0^2 \sigma}{8 \rho_{жс} g} \right]^{1/4}. \quad (3)$$

При виконанні умови $\rho_{жс} g H \gg \frac{2\sigma}{a_0}$ з (1) отримаємо

$$a_0 = \left[\frac{3}{16} H d_0^2 \right]^{1/3}. \quad (4)$$

При досить великому тиску P_1 маємо

$$P_2 = P_1 - \xi \rho_g v^2 / 2, \quad (5)$$

де ρ_g – густина газу (повітря), [кг/м³];

v – швидкість дроселювання, [м/с];

ξ – коефіцієнт опору.

В цьому випадку

$$P_2 = \rho_{жс} g H + \left(a \ddot{a} + \frac{3}{2} \dot{a}^2 \right) \rho_{жс}, \quad (6)$$

де a – радіус бульбашки [м] в деякий момент часу при $a > \frac{d_0}{2}$.

У (6) величиною $\frac{2\sigma}{a}$ - нехтуємо, в зв'язку з малістю.

Точніший розрахунок процесу дроселювання, чим по (5) проводиться за допомогою газодинамічних функцій. В цьому випадку згідно [6] маємо

$$P_2 = P_1 \left[1 - \frac{(k-1)}{k} \frac{v^2}{2} \frac{\rho_1}{P_1} \right]^{\frac{k-1}{k}}, \quad (7)$$

де ρ_1 – густина повітря при тиску P_1 , [кг/м³];
 k – показник адіабати (для повітря $k = 1.4$).
 Вагова витрата повітря через отвір

$$G_2 = \varphi \cdot \omega \cdot v \cdot \rho_2 = \varphi \cdot \omega \sqrt{\frac{2k}{k-1} P_1 \rho_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \quad (8)$$

де ω – площа отвору ($\omega = \pi d_0^2 / 4$), [м²];
 φ – коефіцієнт витрати (по [6] $\varphi \approx 0,61$);
 ρ_2 – густина повітря при тиску P_2 , тобто

$$P_2 / P_1 = \left(\rho_2 / \rho_1 \right)^{\frac{1}{k}}. \quad (9)$$

Рівняння (7) – (9) описують струменеві входження газу в рідину, яке супроводжується великими втратами. Тому його не використовуємо в установці.

Розглянемо динаміку зростання бульбашки газу над отвором.

Скористаємося рівнянням (6), де вважаємо, що

$$P_2 - \rho_{ж} g H = \Delta P = const$$

тоді маємо

$$a\ddot{a} + \frac{3}{2} \dot{a}^2 = \Delta P / \rho_{ж}. \quad (10)$$

Слідуючи методу [2, 7], запишемо

$$a\ddot{a} + \frac{3}{2} \dot{a}^2 = \frac{1}{2\dot{a}a^2} \frac{d}{dt} (a^3 \dot{a}^2). \quad (11)$$

Далі послідовно одержуємо:

$$\frac{d}{dt} (a^3 \dot{a}^2) = 2 \frac{\Delta P}{\rho_{ж}} \dot{a} a^2; \quad a^3 \dot{a}^2 = 2 \frac{\Delta P}{\rho_{ж}} \int_0^t \dot{a} a^2 dt = 2 \frac{\Delta P}{\rho_{ж}} \int_0^a a^2 da = 2 \frac{\Delta P}{\rho_{ж}} \frac{a^3}{3};$$

$$\dot{a}^2 = \frac{2}{3} \frac{\Delta P}{\rho_{ж}}; \quad a = \frac{da}{dt} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{\Delta P}{\rho_{ж}}};$$

$$a(t) = \sqrt{\frac{2}{3} \frac{\Delta P}{\rho_{ж}}} \cdot t. \quad (12)$$

Таким чином, по (12) маємо лінійний закон зростання радіусу бульбашки від часу.

Тоді

$$a_0 = a(t_0) = \sqrt{\frac{2}{3} \frac{\Delta P}{\rho_{ж}}} \cdot t_0 \quad (13)$$

де t_0 – час зростання бульбашки до відриву, [с].

Спільне розв'язання системи рівнянь (14) дозволяє знайти час зростання бульбашки до моменту відриву t_0 . По умові відриву

$$\begin{cases} \frac{4}{3} \pi a_0^3 \rho_{ж} g = P_2 \omega; \\ P_2 = \rho_{ж} g + \Delta P; \\ a_0 = \left(\frac{2}{3} \frac{\Delta P \omega}{\rho_{ж}} \right)^{1/2} t_0. \end{cases} \quad (14)$$

На рис. 3 приведено залежність впливу кількості подачі води на частоту відриву бульбашок, розрахунок здійснено по формулам (13-14), де приймаємо $a_0 = 4,5 \text{ мм}$, як середньозважений радіус бульбашки.

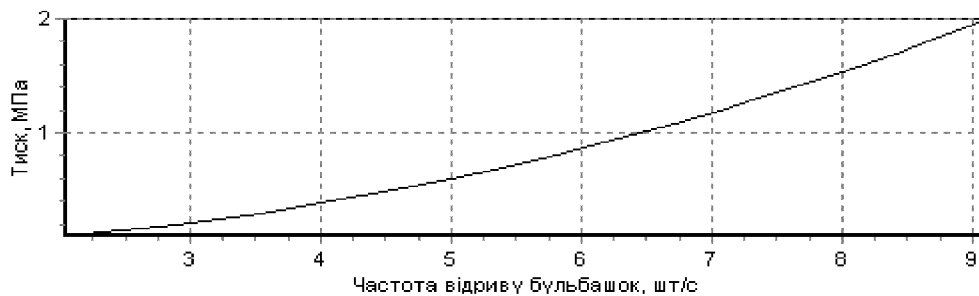


Рисунок 3- Залежність частоти відриву бульбашки від кількості подачі води

Знаючи час t_0 можна оцінити частоту відриву бульбашки як

$$f \geq \frac{1}{t_0}. \quad (15)$$

Грубу оцінку величини бульбашки при відриві одержимо по (4)

$$a_0 \approx \left[\frac{3}{16} H d_0^2 \right]^{1/3} \approx 0,58 (H d_0^2)^{1/3}. \quad (16)$$

У нашому випадку $\frac{3}{16} H d_0^2 \approx 10^{-7} [\text{м}^2]$ $a_0 \approx 4,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

Врахування динаміки руху рідини призводить до збільшення розміру бульбашки. Разом з тим, тут не враховується закручування потоку рідини в сепараторі, що призводить до більш раннього моменту відриву бульбашки. Візуальна оцінка спливаючих бульбашок дає середнє значення для спливаючої бульбашки $a_0 \approx (2,5 \div 6) \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

Що стосується чисельних оцінок швидкості спливання u_0 і експериментальних даних, то вони відносяться до води. У нашому випадку рідина має в'язкість на порядок

більше чим вода. Зробимо оцінку швидкості спливання бульбашок діаметром $(5\div 6)$ мм з врахуванням коефіцієнту кінематичної в'язкості $\nu = 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$. Рівноважну швидкість спливання визначимо з умови рівності сили опору підйомній силі.

$$\frac{4}{3} \pi a_0^3 (\rho_T - \rho_{ж}) g = c_y \rho_{ж} \pi a_0^2 \frac{u_0^2}{2}.$$

тут c_y – коефіцієнт опору.

Звідки одержуємо, що

$$u_0 = \frac{8}{3} \frac{a_0 g}{c_y(u_0)}, \quad (17)$$

де

$$c_y = 0,116 \left[1 + \sqrt{1 + 8,6 \left(\frac{24}{\text{Re}} \right)} \right]^2.$$

Далі знайдемо

$$\sqrt{c_y} = 0,34 \left[1 + \sqrt{1 + 8,6 \left(\frac{24}{\text{Re}} \right)} \right], \quad (18)$$

$$\text{Re} = \frac{2a_0 u_0}{\nu}. \quad (19)$$

Рівняння (17), (18), (19) дозволяє знайти вираз для рівноважної швидкості спливання бульбашки. Підставляючи (19) в (18) і тоді в (17), отримаємо рівняння для визначення u_0

$$0,34 \left[1 + \sqrt{1 + 8,6 \frac{24}{2u_0 a_0} \nu} \right] = \sqrt{\frac{8a_0 g}{3}} \frac{1}{u_0}. \quad (20)$$

Далі послідовно одержуємо

$$\begin{aligned} 1 + \sqrt{1 + 107 \frac{\nu}{u_0 a_0}} &= 4,88 \frac{\sqrt{a_0 g}}{u_0}; \\ \sqrt{1 + 107 \frac{\nu}{u_0 a_0}} &= 4,88 \frac{\sqrt{a_0 g}}{u_0} - 1. \end{aligned} \quad (21)$$

Зведемо обидві частини рівності в квадрат і після ряду нескладних перетворень одержуємо

$$23,8 \frac{a_0 g}{u_0^2} = \frac{\sqrt{a_0 g}}{u_0^2} = \frac{107 \cdot \nu}{u_0 a_0} + 9,75 \frac{\sqrt{a_0 g}}{u_0}.$$

Звідки знаходимо

$$u_0 = \frac{23,8 a_0 g}{107 \cdot \nu / a_0 + 9,8 \sqrt{a_0 g}},$$

або

$$u_0 = \frac{0,22 a_0 g}{\nu / a_0 + 0,091 \sqrt{a_0 g}}, \quad (22)$$

де a_0 – радіус [м];

ν – в'язкість [$\text{м}^2/\text{с}$];

g – прискорення вільного падіння.

Вважаючи, що $\nu = \nu_0 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$

$$a_0 = R_0 \cdot 10^{-3} \text{ м},$$

де R_0 – радіус бульбашки в [мм] $\nu_0 \approx 10$.

Тепер з (22) одержуємо

$$u_0 = \frac{2,18 \cdot R_0}{(\nu_0 / a_0) + 31,6 \sqrt{R_0}}. \quad (23)$$

Розглянемо окремі випадки:

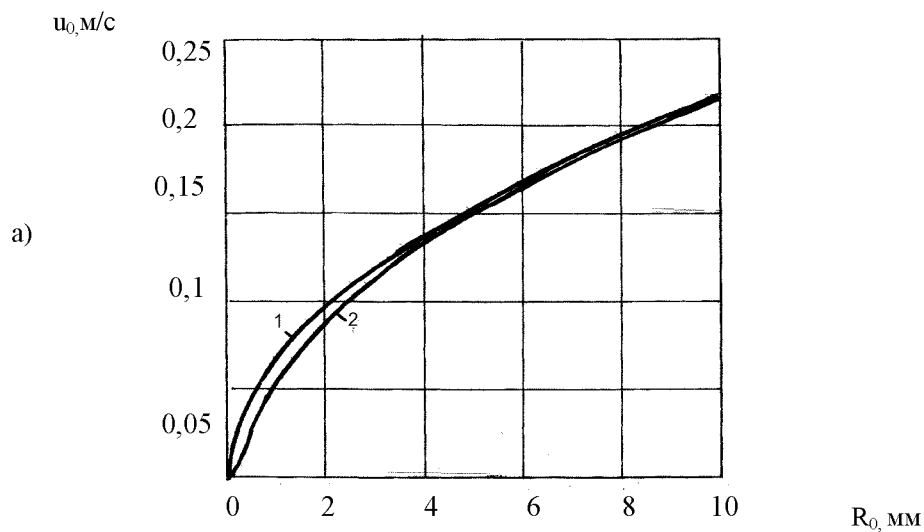
при $\frac{\nu}{a_0} \ll 0,1 \sqrt{a_0 g}$ з (22)

$$u_0 \approx 0,22 \frac{g}{\nu} a_0^2 = 0,22 \frac{g}{\nu_0} R_0^2; \quad (24)$$

при $\frac{\nu}{a_0} \ll 0,1 \sqrt{a_0 g}$ з (22)

$$u_0 \approx 2,5 \sqrt{a_0 g} = 0,08 \sqrt{g} R_0^2. \quad (25)$$

На рис. 4 приведені результати розрахунку по формулі (23) для води $\nu_0 = 1$ і для рідини з в'язким середовищем $\nu_0 = 10$ в звичайних (а) і логарифмічних (б) координатах.



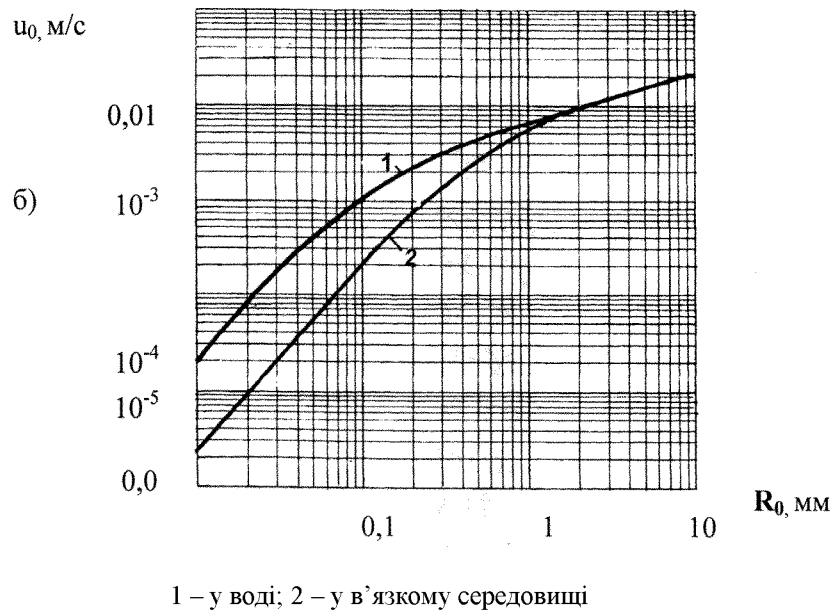


Рисунок 4 - Залежності швидкості спливання бульбашки від радіусу

Дотепер ми розглядали спливання бульбашки в стоячій воді. В установці при барботуванні спостерігається колективне спливання бульбашок, а рідина закручена.

Оцінимо швидкість спливання бульбашки з $R_0 = 2,5 \text{ мм}$ по формулі (23) при $\nu_0 = 10$

$$u_0 \approx \frac{2,2 \cdot 2,5}{10/2,5 + 31,6 \cdot \sqrt{2,5}} \approx 0,1 \text{ м/с}$$

кількість руху бульбашки

$$m_{ж} \cdot u_0 = \frac{4}{3} \pi a_0^3 \rho_{ж} u_0 = \frac{4}{3} 3,14 (2,5 \cdot 10^{-3})^3 1000 \cdot 0,1 \approx 0,6 \cdot 10^{-5} \frac{\text{кг} \cdot \text{м}}{\text{с}}.$$

Тут використана не маса газу в бульбашці, а приєднана маса рідини.

При спливанні великого числа бульбашок, у разі їх рівномірного розподілу за об'ємом, швидкість колективного спливання [3] можна оцінити формулою:

$$\frac{u_k}{u_0} = \frac{1}{(1+k) \cdot g^{\frac{1}{3}}} = \frac{1}{\left(1+k g^{\frac{1}{3}}\right)}, \quad (26)$$

де u_0 – швидкість спливання одиночної бульбашки;

u_k – швидкість колективного спливання;

k – коефіцієнт, що враховує просторовий розподіл бульбашок ($k=1,3 \div 2,1$);

g – об'ємна концентрація бульбашок.

Можна зробити оцінку колективної швидкості спливання бульбашок в нашому випадку $\frac{u_k}{u_0} \approx 0,7$.

Висновки. Аналізуючи графічні залежності можна відзначити, що при збільшенні тиску (0,1...2 МПа) подачі води частота відриву бульбашок за одиницю часу також зростає, що дає можливість підвищити вплив ефекту барботації, а при спливанні бульбашки із зростанням радіусу бульбашки збільшується і швидкість її спливання, а це в свою чергу, сприяє активізації процесів відмивання насіння овочевих культур (диня і огірок) в гідропневмосепараторі.

Проведені дослідження та математична обробка результатів моделі руху бульбашок дозволили визначити найбільш раціональні межі параметрів тиску в повітрепроводі ($P = 0,5 \dots 2$ МПа), швидкості спливання ($u = 0,05 \dots 0,2$ м/с) та радіус ($a_0 = 2,5 \dots 6,5$ мм) бульбашок при яких проходить процес очищення насіння в гідропневмосепараторі.

Список літератури

1. Пат. 29598 У України, МПК А23N15/00. Гідропневмосепаратор /Огієнко М.М., Пастушенко С.І., Горбенко О.А./ - заяв.30.03.07; опуб. 25.01.08, Бюл. № 2.
2. Бэтчелор Дж. Введение в динамику жидкости /Бэтчелор Дж. Перев. с англ. – М.: Мир, 1973. – 758 с.
3. Хаппель Дж. Гидродинамика при малых числах Рейнольдса /Хаппель Дж., Бренер Г. Перев. с англ. – М.: Мир, 1976. – 630 с.
4. Гегузин Я.Е. Пузыри/ Гегузин Я.Е. – М.: Наука, 1985. – 176 с.
5. Федоровский А.Д. Процессы переноса в системах газ – жидкость /Федоровский А.Д., Никифорович Е.И., Приходько Н.А. – К.: Наук. думка, 1988. – 256 с.
6. Алтшуль А.Д. Гидравлика и аэродинамика /Алтшуль А.Д., Киселев П.Г. – М.: Изд-во лит-ры по строительству, 1965. – 274 с.
7. Тонт Л. Теплоотдача при кипении и двухфазное течение /Тонт Л. Перев. с англ. – М.: Мир, 1969. – 344 с.

С. Пастушенко, М. Огієнко

Математическое моделирование влияния процесса барботации на очистку семян овощевых культур гидронеумосепаратором

Разработана математическая модель процесса очистки семян овощевых культур в гидронеумосепараторе под воздействием барботации. Проведенные исследования модели движения пузырьков позволили определить рациональные пределы параметров давления в воздухопроводе, скорости всплытия и радиус пузырьков в процессах очищения семян в гидронеумосепараторе.

S. Pastushenko, M. Ogienko

A mathematical design of influence of bubbling process on cleaning of seeds of vegetable cultures of hidropneumoseparator

The mathematical model of process of clearing of seed of vegetable cultures is developed in hidropneumoseparator under influence of bubbling processes. The conducted researches of model of motion of bubbles allowed to define the rational limits of parameters of pressure in air duct, emerging speeds and radius of bubbles in the processes of clearing of seed in hidropneumoseparator.

Одержано 31.08.09

УДК 361.331.93:631.53.01

А.С. Пастушенко, лаборант

Миколаївський державний аграрний університет

Визначення конструктивно-технологічних параметрів машини давильного типу насіннєвих плодів овоче-баштанних культур

Приведені результати експериментальних досліджень машини давильного типу для виділення насіння овоче-баштанних культур. Отримані математичні моделі, що характеризують основні якісні показники технологічного процесу. Одержані раціональні конструктивно-технологічні параметри, що дозволяють мінімізувати втрати і засміченість виробленого насіння.

насіння, овоче-баштанні культури, експериментальні дослідження, машина давильного типу, поверхні відгуку

Постановка проблеми. Виробництво насіння овоче-баштанних культур (кавуни, дині, огірки) є однією з важливих проблем, що існує в галузі переробки сільськогосподарської продукції Півдня України. Про це говорить те, що основна маса насіння овоче-баштанних (60 ... 80%), є імпортованою з країн ближнього зарубіжжя (Росія, Угорщина, Румунія та інші). Решту потреби в насіннєвому матеріалі дрібні господарства забезпечують власноруч, витрачаючи на отримання 1 кг насіння 16...20 люд.год. Забезпечити потребу у насінні власного виробництва чотирьом основним областям (Одеська, Миколаївська, Херсонська та АР Крим), які займаються вирощуванням огірка неможливо витрачаючи таку кількість людської праці, якщо врахувати те, що за середніми статистичними показниками у 2007 році площа посівів огірка складала по Україні понад 52720 га., а для забезпечення потреби України кількість необхідного насіння складала майже 159 тонн.

Добитися суттєвого збільшення обсягів власного виробництва якісного насіння овочевих культур, які на сьогоднішній день не задовольняють потребам сільськогосподарських виробників України, неможливо без створення сучасних засобів механізації. Обладнання що існує в цієї галузі у переважній більшості призначене для використання у великих спеціалізованих сільськогосподарських підприємствах. Фермерські господарства, як правило, використовують кустарно виготовлені машини, що за своїми технологічними параметрами аналогічні виробам, які були розроблені наприкінці 60-х, початку 70-х років минулого століття.

Відповідно виникає необхідність у створенні нового обладнання для виробництва насіння огірка, що є актуальним питанням і має важливе народногосподарське значення, оскільки якісний насіннєвий матеріал – це одна з умов, що дозволить підвищити врожайність та знизити собівартість вирощуваної продукції. Проектування технологічного обладнання механізованого процесу отримання насіння огірка передбачає не тільки теоретичне обґрунтування процесу з метою раціонального вибору принципу дії, конструкції машини та її робочих органів, але і проведення експериментальних досліджень розробленого обладнання з метою апробації та підтвердження теоретичних передумов.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Останні публікації присвячені проблемам експериментальних досліджень отримання насіння огірка та дині зустрічаються в науковій літературі, що опублікована у 80–90-х роках минулого століття [1,2]. Це в основі своїй публікації, що присвячені досить застарілим технологіям, які не використовуються зараз, оскільки не задовольняють сучасні агротехнічні вимоги щодо якості отриманого насіння (втрати насіння і його засміченість досягає 14%) та використовують занадто велику кількість енергії та води на одиницю виробленої продукції.

Аналіз літературних джерел довів відсутність даних щодо узагальнення теоретичних і експериментальних досліджень процесів виділення насіння овоче-баштанних культур.

Все це обумовлює актуальність досліджень направлених на поліпшення показників якості виконання технологічних операцій роздавлювання насіннєвих плодів і сепарації технологічної насіннєвої маси з метою виділення насіння, як найбільш важливих у процесі його отримання, з погляду на комплексність структури виконання та вплив на кінцеві результати ефективності виробництва.

Визначення невирішених проблем. Для вирішення поставлених проблем на факультеті механізації сільського господарства Миколаївського державного аграрного університету було виготовлено експериментальну установку для отримання насіння овоче-баштанних культур [3]. Для даної установки необхідно було провести теоретичні та експериментальні дослідження, в результаті чого повинні бути отримані основні обґрунтовані конструктивні і технологічні параметри, при яких якісні показники виконання технологічного процесу - втрати насіння (ВН) і чистота насіння (ЧН) мають оптимальні значення та задовольняють агротехнічні вимогам. Матеріалом виступили насіннєві плоди огірка.

Викладення основного матеріалу. Метою досліджень було експериментальне обґрунтування основних факторів [4], що мають найбільший вплив на хід і якість технологічного процесу, а саме: частоти обертання барабана (X_1), рівня подачі технологічної маси (X_2), величини зазору “барабан-решето” (X_3), розмірів отворів решета (X_4), і кута обхвату барабана подовжувачем деки (X_5) при яких досягаються мінімальні втрати і засміченість насіння.

Після статистичної обробки експериментальних даних на ПЕОМ були складені математичні моделі (1) – (2), що описують технологічний процес виділення насіння огірка при проведенні лабораторних випробувань нової машини для отримання насіння овоче-баштанних культур, які мають вигляд:

– для втрат насіння

$$\begin{aligned} BH = & 5,132 + (2,855) \cdot X_1 + (3,376) \cdot X_2 + (0,958) \cdot X_3 + (0,522) \cdot X_4 + (-1,849) \cdot X_5 + \\ & + (1,452) \cdot X_1 \cdot X_2 + (0,739) \cdot X_1 \cdot X_3 + (-0,589) \cdot X_1 \cdot X_4 + (-0,285) \cdot X_1 \cdot X_5 + \\ & + (0,214) \cdot X_2 \cdot X_3 + (-0,089) \cdot X_2 \cdot X_4 + (-1,368) \cdot X_2 \cdot X_5 + (-0,485) \cdot X_3 \cdot X_4 + \\ & + (0,018) \cdot X_3 \cdot X_5 + (0,722) \cdot X_4 \cdot X_5 + (0,973) \cdot X_1^2 + (0,956) \cdot X_2^2 + (0,406) \cdot X_3^2 + \\ & + (0,423) \cdot X_4^2 + (2,023) \cdot X_5^2; \end{aligned} \quad (1)$$

– для чистоти насіння

$$\begin{aligned}
CH = & 3,609 + (1,032) \cdot X_1 + (-0,064) \cdot X_2 + (-0,240) \cdot X_3 + (-0,216) \cdot X_4 + (0,778) \cdot X_5 + \\
& + (-0,262) \cdot X_1 \cdot X_2 + (-0,116) \cdot X_1 \cdot X_3 + (0,012) \cdot X_1 \cdot X_4 + (0,804) \cdot X_1 \cdot X_5 + \\
& + (0,125) \cdot X_2 \cdot X_3 + (0,320) \cdot X_2 \cdot X_4 + (-0,187) \cdot X_2 \cdot X_5 + (-0,083) \cdot X_3 \cdot X_4 + \\
& + (0,116) \cdot X_3 \cdot X_5 + (-0,295) \cdot X_4 \cdot X_5 + (0,452) \cdot X_1^2 + (-0,614) \cdot X_2^2 + (0,102) \cdot X_3^2 + \\
& + (0,118) \cdot X_4^2 + (-0,331) \cdot X_5^2.
\end{aligned} \quad (2)$$

Аналіз отриманих після статистичної обробки рівнянь регресії проводився із закодованими величинами визначених чинників. Дослідження поведінки критеріїв оптимізації в залежності від зміни незалежних чинників було проведено з використанням методу двомірних перетинів [5].

Почергово прирівнюючи три з п'ятих обраних факторів до нуля, лишаючи нерівними нульовому значенню будь-які два інші, отримані рівняння регресії для чистоти насіння та втрат насіння.

Так для випадку поєднання факторів частоти обертання барабану X_1 і величини зазору «барабан-решето» X_3 при $X_2=0$, $X_4=0$, $X_5=0$ рівняння регресії (3) – (4) мають наступний вигляд:

$$BH = 5,132 + 2,855 \cdot X_1 + 0,958 \cdot X_3 + 0,739 \cdot X_1 \cdot X_3 + 0,973 \cdot X_1^2 + 0,406 \cdot X_3^2, \quad (3)$$

$$CH = 3,609 + 1,032 \cdot X_1 - 0,240 \cdot X_3 - 0,116 \cdot X_1 \cdot X_3 + 0,452 \cdot X_1^2 + 0,102 \cdot X_3^2. \quad (4)$$

При випробуваннях розробленого пристрою [6] необхідно вирішувати задачу мінімізації втрат та засміченості насіння. Зменшення цих показників забезпечить зниження навантаження на сепаруючий пристрій, що дозволить спростити його конструкцію, а зниження засміченості насіння підвищить чистоту насінневої маси. Показники значень основних конструктивно-технологічних параметрів для випробування машини по виділенню насіння овоче-баштанних культур наведено у таблиці 1.

Таблиця 1 -Інтервали та рівні варіювання основних чинників процесу виділення насіння.

Найменування рівня	Рівні варіювання	Чинники				
		X_1	X_2	X_3	X_4	X_5
Нижній	-1,00	36	8	10	5x32	0
Основний	0,00	48	10	15	9,5	35
Верхній	1,00	87	12	20	7x40	70

Розв'язок системи рівнянь дав координати центрів поверхонь відгуку X_1 і X_3 , а також значення цільової функції Y_s в знайденому центрі і α - кут повороту осей в центрі координат математичної моделі у канонічній формі, які дорівнюють:

- для чистоти насіння $X_1 = -1,06$; $X_3 = 0,56$; $\alpha = -9,21^\circ$; $Y_s = 97,02$;
- для втрат насіння $X_1 = -1,55$; $X_3 = 0,23$; $\alpha = 26,27^\circ$; $Y_s = 3,02$.

Графічне зображення поєднання факторів за допомогою двомірних перетинів поверхонь відгуку наведено на рис. 1, із якого видно, що зони оптимального поєднання факторів при виділенні насіння огірка, обмежені кривими ЧН і ВН в точках А і В. При цьому значення цільової функції Y_s , наведено у відображенні, з погляду на те що чистота насіння дорівнює $CH=100\%$ - $3H$ (засміченість насіння), та отримано із рівняння регресії (4). Аналіз рис. 1 дозволяє зробити висновок про те що наведене поєднання факторів забезпечує значення основних критеріїв оптимізації на рівні, коли

чистота отриманого насіння складає не менше 96,98%, а його втрати не перевищують 3,1%. Такі значення основних критеріїв оптимізації відповідають частоті обертання барабану – 45...47 об/хв., та величині зазору «барабан-решето», що становить 15...17 мм.

При поєднанні факторів частоти обертання барабану X_1 і кута обхвату барабану подовжувачем деки X_5 при $X_2 = 0$, $X_3 = 0$, і $X_4 = 0$ отримані рівняння регресії (5) – (6):

$$CH = 3,609 \cdot 1,032 \cdot X_1 + 0,778 \cdot X_5 + 0,804 \cdot X_1 \cdot X_5 + 0,452 \cdot X_1^2 - 0,331 \cdot X_5^2, \quad (5)$$

$$BH = 5,132 + 2,855 \cdot X_1 - 1,849 \cdot X_5 - 0,285 \cdot X_1 \cdot X_5 + 0,973 \cdot X_1^2 + 2,023 \cdot X_5^2. \quad (6)$$

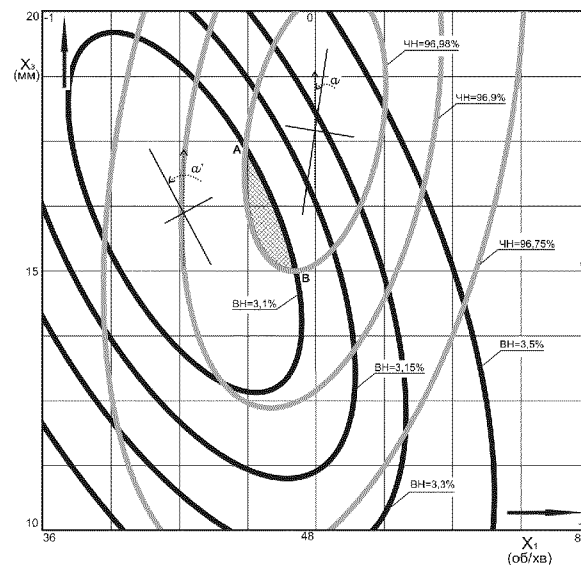


Рисунок 1 - Двовірний перетини поверхонь відгуку при поєднанні факторів X_1 і X_5 $X_2, X_3, X_4, X_5=0$

Розв'язок системи рівнянь (5) – (6) дав координати центрів поверхонь відгуку X_1 і X_5 , а також значення цільової функції Y_s в знайденому центрі і α - кут повороту осей в центрі координат математичної моделі у канонічній формі, які для випадку що розглядається мають наступні значення:

- для чистоти насіння $X_1 = -1,05$; $X_5 = -0,10$; $\alpha = 22,87^\circ$; $Y_s = 96,98$;
- для втрат насіння $X_1 = -1,41$; $X_5 = 0,35$; $\alpha = 7,60^\circ$; $Y_s = 2,78$.

Графічне зображення поєднання вказаних факторів за допомогою двовірних перетинів поверхонь відгуку наведено на рис. 2, із якого видно, що зони оптимального поєднання факторів при виділенні насіння огірка, обмежені кривими ЧН і ВН в точках А, В, С, D. При цьому чистота насіння знаходиться в межах $97,03\% < CH < 97,1\%$, а втрати насіння не перевищують 2,98%. Отримані показники відповідають частоті обертання барабану 40...47 об/хв., та куту обхвату барабану подовжувачем деки 42...50 град.

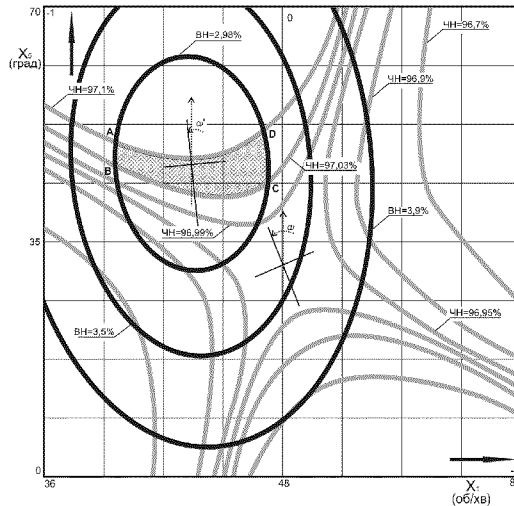


Рисунок 2 - Двовірний перетини поверхонь відгуку при поєднанні факторів X_1 і X_5 , $X_2, X_3, X_4=0$

В подальшому було визначено коефіцієнти (λ) рівнянь регресії в канонічній формі з характеристичних рівнянь (7) для кожного з критеріїв оптимізації

$$f(\lambda) = \begin{vmatrix} B_{11} - \lambda & B_{12} / 2 \\ B_{21} / 2 & B_{22} - \lambda \end{vmatrix} = 0. \quad (7)$$

Після чого рівняння приведені до вигляду (8)

$$\lambda^2 - I \cdot \lambda + D = 0. \quad (8)$$

Корені цього рівняння є коефіцієнтами математичної моделі в канонічній формі. Після проведених обчислень рівняння регресії в канонічній формі для випробувань машини в разі виділення насіння огірка отримали наступний вигляд:

$$\text{– для чистоти насіння } CH - 3,027 = 0,621 \cdot X_1^2 - 0,5 \cdot X_5^2; \quad (9)$$

$$\text{– для втрат насіння } BH - 2,781 = 2,042 \cdot X_1^2 + 0,954 \cdot X_5^2. \quad (10)$$

Експериментальні дослідження машини давильного типу для виділення насіння овоче-баштанних культур були проведенні також і для насінневих плодів дині та кавуна. Результати проведених випробувань для 3-х обраних культур дозволили визначити загальні, найбільш раціональні конструктивно-технологічні параметри пристрою, які задовольняють агротехнічним вимогам при виробництві насінневого матеріалу, щодо його втрат та засміченості.

Висновки. Аналіз графічних залежностей двовірних перетинів поверхонь відгуку отриманих внаслідок лабораторних випробувань нової машини для виділення насіння овоче-баштанних культур дає можливість стверджувати, що оптимальними конструктивно-технологічними параметрами для неї є: частота обертання барабана $X_1 = 45 \dots 52$ об/хв; рівень подачі технологічної маси $X_2 = 8 \dots 9$ кг/хв; величина зазору “барабан-решето” $X_3 = 15 \dots 19$ мм; розміри отворів решета $X_4 = 9,5$ мм і кут обхвату барабана подовжувачем деки $X_5 = 45 \dots 65$ град. При таких значеннях обраних чинників що основною мірою впливають на якість технологічного процесу виділення насіння, критерії оптимізації знаходяться в діапазоні: чистота насіння $-96,98\% < CH < 97,4\%$; втрати насіння не перевищують 3,1 %.

Список літератури

1. Анисимов И.Ф. Машины и поточные линии для производства семян оводе-бахчевых культур. – Кишинев: Штиинца, 1987. -292с.
2. Медведэв В.П., Дураков А.В. Механизация производства семян овощных и бахчевых культур. – М.:Агропромиздат, 1985. -320с.
3. Пастушенко С.І., Думенко К.М., Пастушенко А.С. Перспективи розробки обладнання для виділення гарбузових культур на півдні України. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Вип. №58. Харків, 2007. С. 75-82.
4. Пастушенко А.С. Методика проведення випробувань машини для отримання насіння овоче-баштаних культур. Вип. №8. Мелітополь, 2008. С. 40-47.
5. Мельников С.В., Алешкин В.Р., Рошин П.М. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов. Издание второе. Ленинград, 1980. –166с.
6. Патент №29671; Україна, МПК (2006) A23N 15/00. Машина для виділення насіння дині та огірка. / Пастушенко С.І., Думенко К.М., Пастушенко А.С. – № u200709680; Заявл. 27.08.2007; Опубл. 25.01.2008, Бюл. №2. – 4с.

А. Пастушенко

Определение конструктивно-технологических параметров машины давяльного типа семян плодов овоще-баштанных культур

Приведены результаты экспериментальных исследований машины давяльного типа для выделения семян овоще-баштанных культур. Получены математические модели, которые характеризуют основные качественные показатели технологического процесса. Получены рациональные конструктивно-технологические параметры, которые позволяют минимизировать потери и засоренность выработанных семян.

A. Pastushenko

The determination of constructive technological parameters of pressing type machine for seed crops of vegetable-bahcha plants

The results of experimental researches of pressing type machine for separation seeds of vegetable bahcha plants are given here. The mathematics models which characterize the principal quality figures of technological process are received. The rational constructive technological parameters which permit to minimize the loss and pollution of produced seed are got.

Одержано 31.08.09

УДК 531:631.362

М. В. Бакум, доц., канд. техн. наук, В. П. Ольшанський, проф., д-р фіз-мат. наук, М. М. Крекот, асп.

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

Дослідження руху часток в квазігоризонтальному плоскому каналі пневматичних сепараторів

В наслідок аналітичного розв'язку спрощених нелінійних рівнянь руху частинки в однорідному повітряному потоці отримані формули для розрахунків швидкості та траєкторії їх польоту в плоскому каналі з малим кутом нахилу до горизонту. Визначення дальності польоту частинок в каналі заданої висоти, а також його поділяючої спроможності за граничним значенням коефіцієнта вітрильності насіння, зведено до використання таблиці спеціальної функції Ламберта.

частинка, повітряний плоский канал, поділяюча спроможність, швидкість і дальність польоту, функція Ламберта

Постановка проблеми. Знання балістичних властивостей частинок в полі повітряного потоку дозволяє обґрунтовано вибирати раціональні параметри пневматичних сепараторів насінневих сумішей. При квадратичній залежності аеродинамічної сили від відносної швидкості потоку повітря рівняння польоту частинки є нелінійними і для їх інтегрування використовують числові методи. Отримання аналітичних розв'язків пов'язані із значними математичними складнощами. Але їх отримання можливе після належного спрощення задачі Коші. Тому одержання наближених аналітичних розв'язків, які приводять до компактних розрахункових формул, залишається актуальною задачею.

Аналіз останніх досліджень та публікацій з повітряної сепарації зерна викладений в [1]. Із останніх робіт за проблемою відмітимо [2], [3]. В роботі [2] обґрунтовано вплив живильника на ефективність сепарації у горизонтальному повітряному потоці. В дисертації [3] досліджено вплив нерівномірності потоку повітря по висоті каналу прямокутного перетину на якість розділення зернових сумішей. В статті [4] описані будова і принцип роботи зигзагоподібного кільцевого пневмосепаратора. Результати роботи модернізованого сепаратора з нахиленим повітряним каналом при очищенні насіння редиски опубліковані в [5]. Загальні напрямки інтенсифікації попереднього очищення зерна повітряними потоками і особисті результати досліджень наведені авторами в роботі [6].

Метою досліджень є отримання наближених компактних формул для розрахунку кінематичних параметрів частинок під час їх руху в однорідному повітряному потоці в плоскому каналі з малим кутом нахилу до горизонту.

Результати досліджень. Розглянемо повітряний прямокутний канал шириною h верхня і нижня стінки якого нахилені до горизонту під кутом α . Вектор швидкості висхідного однорідного повітряного потоку \vec{V} приймаємо сталим і спрямованим вздовж стінок каналу. Траєкторію польоту частинок розглянемо в повернутій на кут α прямокутній системі координат $хоу$, наведеній на рис 1. В цій системі координат проекції траєкторії руху частинок є розв'язками диференціальних рівнянь:

$$\begin{aligned}\ddot{x} - k(V - \dot{x})\sqrt{(V - \dot{x})^2 + \dot{y}^2} &= -g \sin \alpha; \\ \ddot{y} - k\dot{y}\sqrt{(V - \dot{x})^2 + \dot{y}^2} &= g \cos \alpha,\end{aligned}\quad (1)$$

де k – коефіцієнт вітрильності частинок;
 g – прискорення вільного падіння; крапка над символом визначає похідну за часом t .

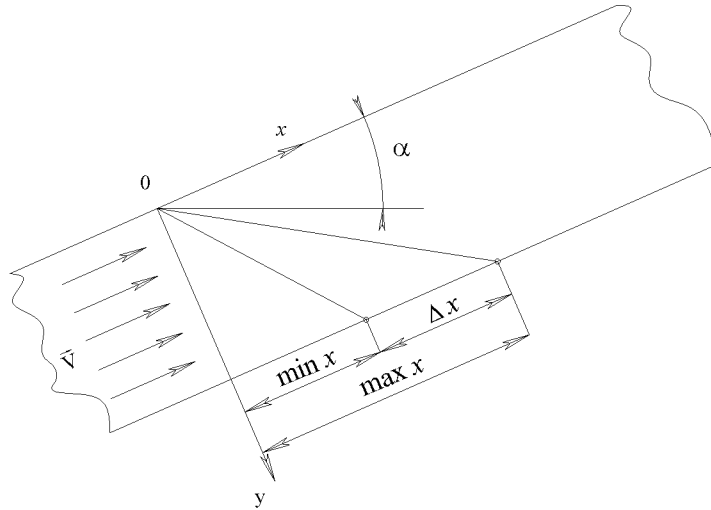


Рисунок 1 - Розрахункова схема

Початкові умови до системи (1) приймаємо:

$$\dot{x}(0) = \mathcal{G}_1; \dot{y}(0) = \mathcal{G}_2; x(0) = 0; y(0) = 0, \quad (2)$$

де \mathcal{G}_1 і \mathcal{G}_2 – проекції початкової складової швидкості частинки на осі ox та oy , відповідно.

Для отримання аналітичного розв'язку задачі Коші спростим вихідні рівняння (1).

Для пневматичного каналу в якого $\dot{y} \ll V - \dot{x}$, систему рівнянь (1) запишемо у вигляді:

$$\begin{aligned}\ddot{x} - k(V - \dot{x})^2 &= -g \sin \alpha; \\ \ddot{y} + k\dot{y}(V - \dot{x}) &= g \cos \alpha.\end{aligned}\quad (3)$$

Перше рівняння системи (3) не містить y і \dot{y} . Його інтегрування при початкових умовах (2), дає:

$$\dot{x}(t) = V - \mathcal{G}^* \frac{\exp(2k\mathcal{G}^*t) + c}{\exp(2k\mathcal{G}^*t) - c}; \quad (4)$$

$$x(t) = (V + \mathcal{G}^*) \cdot t - \frac{1}{k} \ln \frac{\exp(2k\mathcal{G}^*t) - c}{1 - c}, \quad (5)$$

де $\mathcal{G}^* = \sqrt{g \sin \alpha / k}$; $c = (V - \mathcal{G}_1 - \mathcal{G}^*)(V - \mathcal{G}_1 + \mathcal{G}^*)^{-1}$.

Враховуючи невеликі значення α (за постановкою задачі), спростимо друге рівняння системи (3), підставляючи в нього замість (4) більш простіший апроксимуючий вираз

$$\dot{x}(t) = V - \frac{V - g_1}{1 + k(V - g_1) \cdot t}.$$

В результаті такого перетворення, інтеграли з врахуванням (2), запишемо у вигляді:

$$\begin{aligned} \dot{y}(t) &= \frac{1}{1 + k(V - g_1) \cdot t} \left\{ g_2 + g \cos \alpha \left[t + \frac{k}{2}(V - g_1) \cdot t^2 \right] \right\}; \\ y(t) &= \frac{1}{k(V - g_1)} \left[g_2 - \frac{g \cos \alpha}{2k(V - g_1)} \right] \ln[1 + k(V - g_1) \cdot t] + \\ &\quad + \frac{1}{2} g \cos \alpha \cdot t \left[\frac{1}{k(V - g_1)} + \frac{t}{2} \right]. \end{aligned} \quad (6)$$

Щоб знайти час перельоту частинки від верхньої стінки каналу до нижньої, де розташовані приймачі продуктів розділення, необхідно розв'язати рівняння:

$$y(t) = h, \quad (7)$$

в якому ліва частина визначається виразом (6).

Для цього запишемо (7) у вигляді:

$$A \ln z^2 + Bz^2 = h + B, \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \text{де } A &= \frac{1}{2k(V - g_1)} \left[V_2 - \frac{g \cos \alpha}{2k(V - g_1)} \right]; \\ B &= \frac{g \cos \alpha}{4k^2(V - g_1)^2}; \\ z &= 1 + k(V - g_1) \cdot t. \end{aligned}$$

Із останнього виразу виходить, що

$$t = \frac{z - 1}{k(V - g_1)},$$

тому, знаючи z , можна визначити t .

При визначенні z , будемо розглядати три випадки.

1. В рівнянні (8) $A = 0$. Тоді

$$z = \sqrt{1 + \frac{h}{B}}.$$

2. Якщо в рівнянні (8) $A > 0$, то його можна перетворити до виду

$$\ln \frac{Bz^2}{A} + \frac{Bz^2}{A} = C, \quad (9)$$

$$\text{де } C = \frac{h+B}{A} + \ln \frac{B}{A},$$

Розв'язок рівняння (9) виражається через функцію Ламберта $W(\xi)$ [7, 8] і має вигляд:

$$\frac{Bz^2}{A} = W(e^C) \Rightarrow z = \sqrt{\frac{A}{B} W(e^C)}.$$

3. Якщо в рівнянні (8) $A < 0$, то воно зводиться до виразу:

$$\ln \frac{Bz^2}{|A|} - \frac{Bz^2}{|A|} = -d, \quad (10)$$

в якому

$$d = \frac{h+B}{|A|} - \ln \frac{B}{|A|}.$$

Розв'язок рівняння (10) також записується через функцію Ламберта у вигляді:

$$z = \sqrt{\frac{A}{B} W(-e^{-d})}. \quad (11)$$

Таким чином, для розрахунку дальності польоту частинки вздовж каналу потрібно визначити z , потім t та підставити його у формулу (5).

Традиційно на практиці вихідні значення параметрів такі, що $A < 0$ і z приходить визначати за формулою (11), тобто маємо справу з функцією Ламберта від'ємного аргументу. В цьому випадку її значення можна визначити методом лінійної інтерполяції за таблицею 1, наведених в монографії [9, с. 181], яку приводимо нижче.

За викладеною теорією провели розрахунок мінімальної і максимальної дальності польоту зерна пшениці по каналу з параметрами:

$$\alpha = 20^\circ; h = 0,3 \text{ м при різних } V.$$

Граничні значення коефіцієнта вітрильності визначили за формулою

$$k = \frac{g}{g_*^2},$$

де g_* - швидкість витання частинки.

Враховуючи що [10] $\min g_* = 8,5 \text{ м/с}$, $\max g_* = 11,5 \text{ м/с}$ знаходимо $k_1 = \min k = 0,074 \text{ м}^{-1}$; $k_2 = \max k = 0,136 \text{ м}^{-1}$.

Розглянемо спочатку випадок, коли часточка надходить до каналу з нульовою початковою швидкістю, тобто $g_1 = g_2 = 0$. Розраховані для нього значення параметрів при $k = k_1$ зведені в табл. 2, а при $k = k_2$ – в табл. 3 в яких додатково наведені значення $\Delta x = \max x - \min x$.

Таблиця 1 – Значення функції Ламберта від'ємного аргументу:
 $F(\xi) = -10^4 W(\xi)$

$-10^3 \xi$	$F(\xi)$	$-10^3 \xi$	$F(\xi)$	$-10^3 \xi$	$F(\xi)$	$-10^3 \xi$	$F(\xi)$
10 ³ /e	10000	345	14024	225	23432	105	35092
367,5	10461	340	14512	220	23821	100	35772
367	10708	335	14973	215	24215	95	36481
366	11047	330	15413	210	24614	90	37223
365	11307	325	15837	205	25017	85	38001
364	11528	320	16248	200	25426	80	38821
363	11724	315	16650	195	25842	75	39687
362	11904	310	17044	190	26263	70	40606
361	12071	305	17431	185	26692	65	41585
360	12228	300	17813	180	27128	60	42635
359	12376	295	18191	175	27572	55	43767
358	12518	290	18566	170	28025	50	44998
357	12654	285	18939	165	28487	45	46347
356	12785	280	19310	160	28959	40	47842
355	12912	275	19680	155	29442	35	49522
354	13035	270	20050	150	29936	30	51445
353	13155	265	20419	145	30443	25	53696
352	13272	260	20789	140	30963	20	56423
351	13386	255	21160	135	31498	15	59898
350	13497	250	21533	130	32049	10	64728
349	13606	245	21907	125	32617	5	72840
348	13713	240	22284	120	33203	0	0
347	13819	235	22663	115	33810		
346	13922	230	23046	110	34439		

Розрахунки підтвердили, що із збільшенням швидкості повітряного потоку збільшується $\max x$ та Δx , хоч їх співвідношення залишається майже сталим. Залежність дальності польоту частинок від швидкості повітряного потоку V нелінійна.

Таблиця 2 – Значення параметрів при $k = k_1$, $B = -A$

V , м/с	A , м	d	$W(-e^{-d})$	t , с	$\min x$, м
11	-3,478	1,086	-1,474	0,263	0,169
14	-2,147	1,140	-1,625	0,265	0,331
17	-1,456	1,206	-1,781	0,267	0,526
20	-1,052	1,285	-1,956	0,269	0,753

Таблиця 3 – Значення параметрів при $k = k_2$, $B = -A$

V , м/с	A , м	d	$W(-e^{-d})$	t , с	$\max x$, м	Δx , м
11	-1,030	1,291	-1,968	0,269	0,205	0,205
14	-0,636	1,472	-2,309	0,273	0,317	0,317
17	-0,431	1,696	-2,683	0,276	0,443	0,443
20	-0,311	1,965	-3,096	0,279	0,582	0,582

Для з'ясування впливу початкової швидкості надходження частинок в канал на параметри їх руху виконані розрахунки при $\mathcal{G}_1 = -0,182 \text{ м/с}$; $\mathcal{G}_2 = 0,5 \text{ м/с}$ (вертикальний рух донизу) та попередніх вихідних даних.

Результати розрахунків наведені в таблицях 4 і 5.

Таблиця 4 складена при розрахунках $\min x$, а таблиця 5 при розрахунках $\max x$. Тут, на відміну від попереднього випадку, $B \neq -A$.

Таблиця 4 – Значення $\min x$ при $k = k_1$, $B \neq -A$

V , м/с	A , м	B , м	d	$W(-e^{-d})$	t , с	$\min x$, м
11	-3,064	3,366	1,102	-1,522	0,214	0,082
14	-1,840	2,078	1,178	-1,704	0,218	0,198
17	-1,213	1,410	1,259	-1,902	0,220	0,338
20	-0,851	1,018	1,370	-2,123	0,222	0,502

Таблиця 5 – Значення $\max x$ при $k = k_2$, $B \neq -A$

V , м/с	A , м	B , м	d	$W(-e^{-d})$	t , с	$\max x$, м	Δx , м
11	-0,832	0,997	1,378	-2,138	0,221	0,233	0,151
14	-0,485	0,615	1,649	-2,607	0,225	0,432	0,234
17	-0,310	0,417	2,016	-3,470	0,229	0,674	0,336
20	-0,210	0,301	2,502	-3,851	0,233	0,957	0,455

При вертикальній початковій швидкості частинки, рівній 0,532 м/с, зменшився час руху вздовж каналу, а також зменшились $\min x$, $\max x$ та Δx . Наявність поперечної складової початкової швидкості \mathcal{G}_2 погіршило поділяючу здатність каналу.

Для визначення похибки отриманих наближених формул виконане числове інтегрування системи (1) при початкових умовах (2). Результати інтегрування для наведених раніше значень t та інших параметрів наведені в табл. 6.

Порівняння результатів розрахунків показує високу ступінь відповідності результатів отриманих за допомогою розрахункових формул та числового інтегрування вихідних рівнянь що підтверджує можливість введення запропонованих спрощень.

Таблиця 6 – Результати числового розв'язку задачі Коші

V , м/с	$\mathcal{G}_1 = 0, \mathcal{G}_2 = 0$			$\mathcal{G}_1 = -0,182 \text{ м/с}, \mathcal{G}_2 = 0,5 \text{ м/с}$		
	$\min x$, м	$\max x$, м	Δx , м	$\min x$, м	$\max x$, м	Δx , м
11	0,170	0,376	0,206	0,083	0,234	0,151
14	0,332	0,650	0,318	0,199	0,434	0,235
17	0,527	0,970	0,443	0,339	0,676	0,337
20	0,754	1,337	0,583	0,503	0,959	0,456

Висновки. При невеликих кутах нахилу повітряного каналу розрахункові балістичні параметри частинок, в тому числі і поділяючу здатність каналу, можна проводити за допомогою отриманих компактних формул, використовуючи таблицю функцій Ламберта.

Список літератури

1. Васильковський М.І. Аналіз сучасного стану повітряної сепарації зерна / М.І. Васильковський, С.Я. Гончарова, С.М. Лещенко, О.В. Нестеренко // Конструювання, виробництво та експлуатація

2. Єрмак В.П. Обґрунтування способу сепарування соняшника у повітряних потоках: Автореф. дис. канд. техн. наук. – Луганськ, 2003. – 21 с.
3. Абдуєв М.М. Обґрунтування параметрів сепаратора з нахиленим повітряним каналом для розділення зернових сумішей: Автореф. дис. канд. техн. наук. – Харків, 2007. – 21 с.
4. Степаненко С.П. Дослідження процесу пневматичної сепарації насіння в кільцевому зигзагоподібному сепараторі // Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ. – Харків: ХНТУСГ, 2008. – С. 59-65.
5. Бакум М.В., Крекот М.М. Дослідження впливу основних параметрів пневматичного сепаратора на якість очищення насіння редиски // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Вип. 18. Луцьк: ЛНТУ, 2009. – С. 14-19.
6. Лещенко С.М. Підвищення ефективності попереднього очищення зернових сумішей / С.М. Лещенко, О.М. Васильковський, М.І. Васильковський, В.В. Гончаров // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Вип. 18. Луцьк: ЛНТУ, 2009. – С. 230-235.
7. Corless R.M., Gonnet G.H., Hare D.E.G., Jeffrey D.J. and Knuth D.E. On The Lambert W Function // Advances in Computational Math., V. 5, 1996, p. 329-359.
8. Fariel Shafee. Lambert function and new non-extensive form of entropy // IMA Journal of Applied Mathematics, V. 72, 2007, p. 785-800.
9. Кучеренко С.І. Балістика крапель, які випаровуються при польоті / С.І. Кучеренко, В.П. Ольшанський, С.В. Ольшанський, Л.М. Тищенко // Харків: ХНТУСГ, 2007. – 304 с.
10. Гортинский В.В., Демский А.Б., Борискин М.А. Процессы сепарирования на зернообработывающих предприятиях. М.: Колос, Изд. второе, 1980. – 304 с.

М. Бакум, В. Ольшанский, М. Крекот

Исследование движения частиц в квазигоризонтальном плоском канале пневматических сепараторов

Вследствие аналитического решения упрощенных нелинейных уравнений движения частицы в однородном воздушном потоке получены формулы для расчетов скорости и траектории их полета в плоском канале с малым углом наклона к горизонту. Определение дальности полета частиц в канале заданной высоты, а также его разделяющей возможности за предельным значением коэффициента парусности семян, сведен к использованию таблицы специальной функции Ламберта.

M. Bakum, V. Ol'shanskiy, M. Krekot

The research of particle motion in quasi-horizontal flat channel of pneumatic separators

In the investigation of analytical decision of the simplified nonlinear evening of particle motion in the homogeneous current of air the got formulas for computations of speed and trajectory of their flight in a flat channel with the small angle of slope to horizon. The determination of particle flight distance in the channel of decision height, and also his dividing possibility after the maximum value of coefficient of the air current seed, Lambert is taken to the use of table of the special function.

Одержано 18.09.09

Л.Н. Болдар, доц., канд. техн. наук, О.С. Білогуров, В.В. Рибас, бакалаври
Луганський національний аграрний університет, м. Луганськ

Вплив конструкційних і технологічних чинників на напружено-деформований стан поршневих кілець і якість відремонтованих тракторних двигунів

В статті наводяться результати досліджень впливу на напружено-деформований стан поршневих кілець конструктивних і технологічних чинників – форми, площі поперечного перерізу кілець, шорсткості поверхонь, мікроструктури чавуну і режимів обкатки. **компресійні поршневі кільця, напружено-деформований стан, шорсткість поверхні кілець, будова чавуну, режими обкатки двигунів, вигорання оливи**

Стан питання. Як відомо, занепад виробництва і ремонту комбайнових і автотракторних двигунів допущений державою в результаті системних помилок в економічній та технічній політиці [1]. Моніторинг ситуації свідчить про активний пошук комплексних або загальних показників якості продукції [2,3], які б чітко – періодично або безперервно дозволяли визначати «технічний стан» виробів. У зв'язку з цим, все частіше, показниками якості виробів, зокрема ДВЗ, приймаються відгуки, які йдуть від структури матеріалів[4-6]. Разом з тим, слід зазначити, що про це йшлося ще в середині минулого сторіччя. А.А. Бочвар, А.Ф. Іоффе, А.І. Селиванов вели мову про те, що для розкриття причин зношуваності і старіння матеріалів правильним було б використовувати загальновідомі відгуки таких властивостей, як пружність, пластичність, твердість та ін. [7]. У той же час, і закордонні вчені пов'язували питання підвищення зносостійкості найбільш швидкозношуваних деталей (у двигунах – це поршневі кільця, гільзи циліндрів, вкладиші підшипників ковзання) із будовою їх матеріалів та співвідношеннями показників твердості (Н) і пружності (Е). Так, Розен і Оберле наголошували, що, зносостійкості деталей можна досягати лише коли їх поверхні перебувають у пружному стані. Для цього твердість матеріалів повинна бути максимальною, а модуль пружності мінімальним. Для зменшення модуля пружності Оберле пропонував застосовувати в поверхневих шарах пористу структуру, а Брендель вів мову про відкритість структури [8]. У той час ці ідеї були успішно реалізовані за рахунок електрохімічного і хімічного розчинення поверхонь гільз циліндрів, поршневих кілець, шийок колінчастого вала і вкладишів [9,10].

І на сьогоднішній день такий підхід застосовується при виготовленні поршневих кілець[11], а також при розробці нових технологій та конструкційних матеріалів [12]. В контексті цих розробок ми запропонували спосіб взаємного доведення (ВД) деталей КШМ і ЦПГ під час збирання двигунів із вузлів[13]. Нижче викладаються результати досліджень впливу ВД деталей ЦПГ та скороченої обкатки відремонтованих двигунів СМД-14НГ на напружено-деформований стан (НДС) поршневих кілець.

Обґрунтування методики досліджень. НДС поршневих кілець визначався після ремонту та стендових випробувань двигунів, які проводилися в обкаточній лабораторії

ЛНАУ. Контрольні двигуни обкатувались у відповідності з рекомендаціями ДержНДТІ [14], а дослідні – за скороченою програмою (табл. 1) [15].

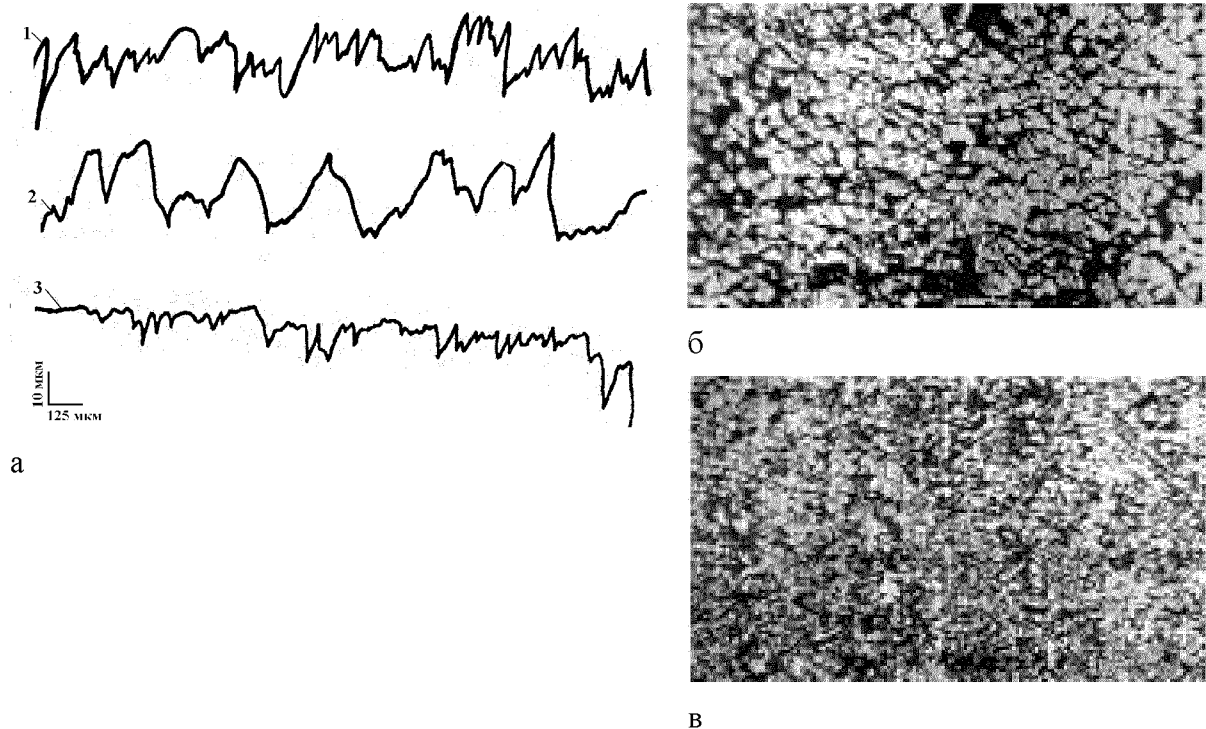
Таблиця 1 – Режими обкатки двигунів СМД-14НГ

Етап випробувань	Контрольний	Дослідні	
	150 хв.	40 хв.	80 хв.
Холодна обкатка	50	5	5
Холостій хід	20	10	10
Обкатка з навантаженням	80	25	65
Стендові випробування, год.	60,0	60,5	60,5
Випробування на вигорання оливи, год.	5,0	5,0	10,0

Обкатка контрольного двигуна закінчувалася при навантаженні 60%N_e, а дослідних двигунів – при навантаженні 100%N_e. Один дослідний двигун був обкатаний на протязі 60-ти хв., але через значний знос кілець, до стендових випробувань він не залучався

Під час комплектування деталей ЦПГ для контрольного двигуна були використані поршневі кільця 4-ї групи якості [16] – з тонким шаром олова на їх хромованому покритті робочої поверхні. Шар олова забезпечував їм повне початкове прилягання до стінок гільз циліндрів.

У дослідних двигунів кут неприлягання поршневих кілець становив, у середньому, 100°. Перші компресійні кільця з точковою пористістю хромового покриття (мікропрофіль 1, рис. 1а) встановлювалися у двигун, який обкатувався 40 хв., а кільця 2 і 3-ї груп якості – з не роз'ятреним при декапіруванні хромом (див. мікропрофіль 2, рис. 1а), встановлювалися у двигуни, які обкатувалися 60 і 80 хв.

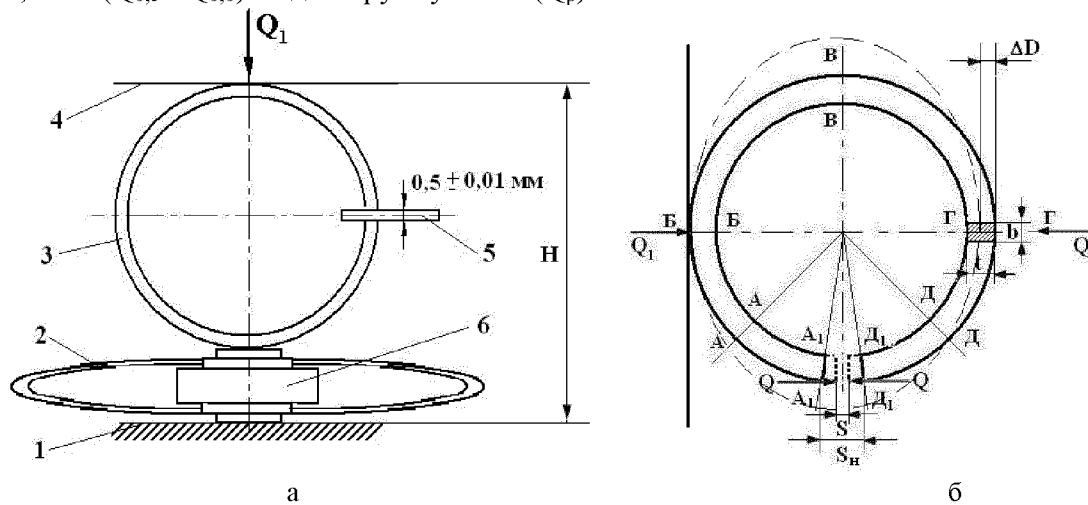


1, 2 – відповідно, 1-ї і 3-ї групи, на початку випробувань; 3 – після скороченої обкатки; б), в) – поверхні, відповідно, кільця 1 і 2, після скороченої обкатки

Рисунок 1 – Мікропрофілі (а) та вигляд(б, в) робочої поверхні хромованих поршневих кілець (x130)

60-ти годинні стендові випробування двигунів і визначення втрат оливи на вигорання проводилися у відповідності з вимогами стандартів 18508 і 18509.

Основними відгуками НДС кілець приймалися: 1) відстань між краями кілець у вільному стані S_H (рис. 2б); 2) сила стиснення (Q_1) до теплового зазору $S = 1,0; 0,5$ і $0,0$ мм ($Q_{0,5}$ і $Q_{0,0}$) та до їх руйнування (Q_p).



1 – стіл приладу С-201; 2- динамометр; 3 – кільце; 4 – каретка прибору; 5 – кінцева міра довжини (плитка Йогансона); 6 – індикатор динамометра; 7 – калібр; t, b – відповідно, товщина і висота кільця

Рисунок 2 – Схеми навантаження кільця: а) – конструктивна; б) – умовна (форма кільця при навантаженні показана пунктирною лінією)

Сила стиснення визначалася за допомогою зразкового динамометра ДОСМ 3-2. Висота H та деформація кільця ΔD (рис. 2б) визначалися, відповідно, за допомогою штангенрейсмуса та індикатора 6. Інші особливості методики викладені у роботах [17,18].

Відносна деформація кільця в момент його зламу γ_3 визначалася за формулою:

$$\gamma_3 = \frac{\Delta D}{D} \cdot 100\%, \quad (1)$$

де D – номінальний діаметр кільця (120 мм).

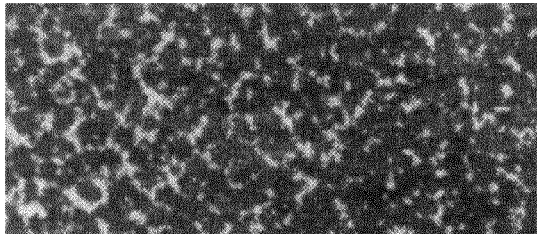
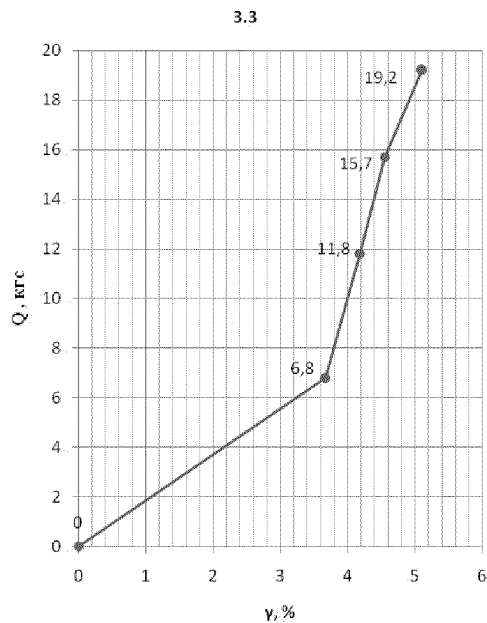
Будова чавуну у площині злому кільця визначалася за допомогою мікроскопа МИМ-7 [18]. Мікроструктури порівнювалися з даними джерела [8].

Результати досліджень. Інтервал зносу хромованих поршневих кілець за час обкатки дослідних двигунів СМД–14НГ, їх конструктивні дані та показники НДС після стендових випробувань, наведені в табл. 1. З таблиці видно, що за час випробувань кільце 3.31 втратило запас міцності n . Металографічні дослідження показали, що основною причиною цього слід вважати крупнозернисту (площа фосфідної ґратки становила $50 - 115 \cdot 10^3 \text{ мк}^2$) структуру чавуну цих кілець (рис.1).

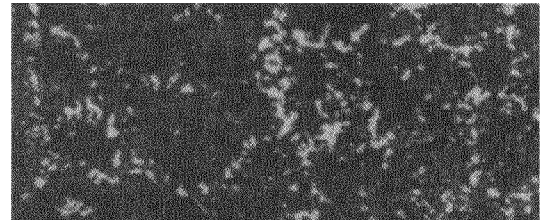
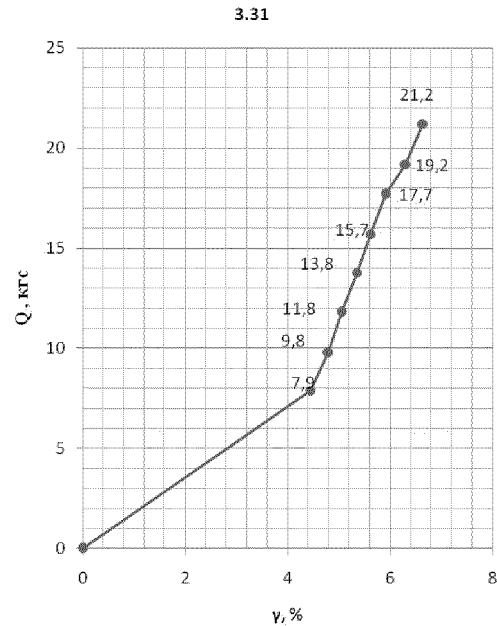
Таблиця 1 – Характеристики хромованих кілець дослідних двигунів

№ кільця	Площа в перерізі В – В, мм ²	S_H , мм	Q_p , Н	$E \cdot 10^3$, МПа	$\sigma_{роб}$, МПа	n	N	γ , %	$\frac{\sigma_{роб}}{E_f} \cdot 10^{-3}$	$\frac{E_f}{\sigma_{роб}} \cdot 10^3$
3.3	13,87	16,0	190,3	115,9	284	1,4	2 ₃	1,4	2,45	0,408
3.31	13,87	19,3	209,0	101,7	320	1,2	2 ₇	2,2	3,14	0,318

Примітка. В нижньому індексі числа N вказана кількість ступенів навантаження



а



б

Рисунок 3 – Діаграми навантаження кілець 3.3 (а) і 3.31 (б) (мікроструктури з джерела [8], x20)

Як видно з рис. 3, величина відносної деформації кілець γ у значній мірі, залежала від тривалості навантаження (кількості ступенів). При швидкості навантаження 0,2-0,8 МПа/с і витримці навантаження на кожній ступені на протязі 3-х с, кільце 3.3 зруйнувалося при силі Q_p 190,3Н, а кільце 3.31- з меншим запасом міцності, але при більш повільному навантаженні, витримало силу 209,0Н.

На граничну силу кільце також впливала шорсткість хромового покриття. У кільця 3.3 (1-ї групи якості) була пористою і відкритою, а у кільця 3.31 (3-ї групи) – майже дзеркальною, і із слідами від абразивного зношування.

Конструктивні дані, показники міцності нижніх компресійних кілець дослідних і контрольного двигунів та характерні діаграми навантаження кілець дослідних двигунів, що пройшли випробування після 40 і 80-ти хв. обкатки, наведені, відповідно, в табл. 2 і на рис.4.

З даних табл. 2 видно, що більш жорстке (за модулем пружності) кільце 3.9 характеризувалося найменшим зазором S_n . При цьому, на його робочій поверхні спостерігався досить нерівномірний поясок, як по висоті b (див. рис.2б), так і по периметру. По цьому показнику, кільце слід було б віднести до 2-ї групи якості.

Менш жорстке кільце 3.6 характеризувалося більшим зазором S_n та рівномірним пояском контакту. У порівнянні з кільцем 3.9, кільце 3.6 мало кращі показники пристосовуваності (пластичності) і пружності ($\sigma_{роб}/E_f$, $E_f/\sigma_{роб}$). Разом з тим його чавун мав крупнозернисту будову (рис. 4а) і тому воно руйнувалося по крихкому механізму ($N = 3$).

Таблиця 2 – Характеристики нижніх компресійних поршневих кілець

№ кільця	Площа в перерізі В-В, мм ²	S _н , мм	Q _р , Н	E·10 ³ , МПа	σ _{роб} , МПа	n	N	γ, %	σ _{роб} /E _ф ·10 ⁻³	E _ф /σ _{роб} ·10 ³
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
40 хв. обкатки										
3.9	14,40	15,0	275,7	121,2	300	1,3	2 ₇	2,7	2,480	0,404
3.6	14,40	19,9	275,7	91,3	302	1,3	3 ₆	3,2	3,300	0,302
60 хв. обкатки										
1.1	14,18	16,5	263	124	308	1,3	4 ₁₃	2,2	2,483	0,403
1.27	14,79	17,8	302	100	299	1,3	4 ₁₅	3,4	2,990	0,334
80 хв. Обкатки										
3.5	14,55	19,0	222,7	95,3	312	1,3	2 ₆	2,4	3,274	0,305
3.30	13,87	19,5	147,2	109,2	326	1,2	2 ₄	1,0	2,985	0,335
150 хв. обкатки										
3.14	13,54	20,0	237,4	117	361	1,1	2 ₉	2,0	3,078	0,325
3.21	14,25	20,4	188,4	100	329	1,2	2 ₈	2,1	3,267	0,306

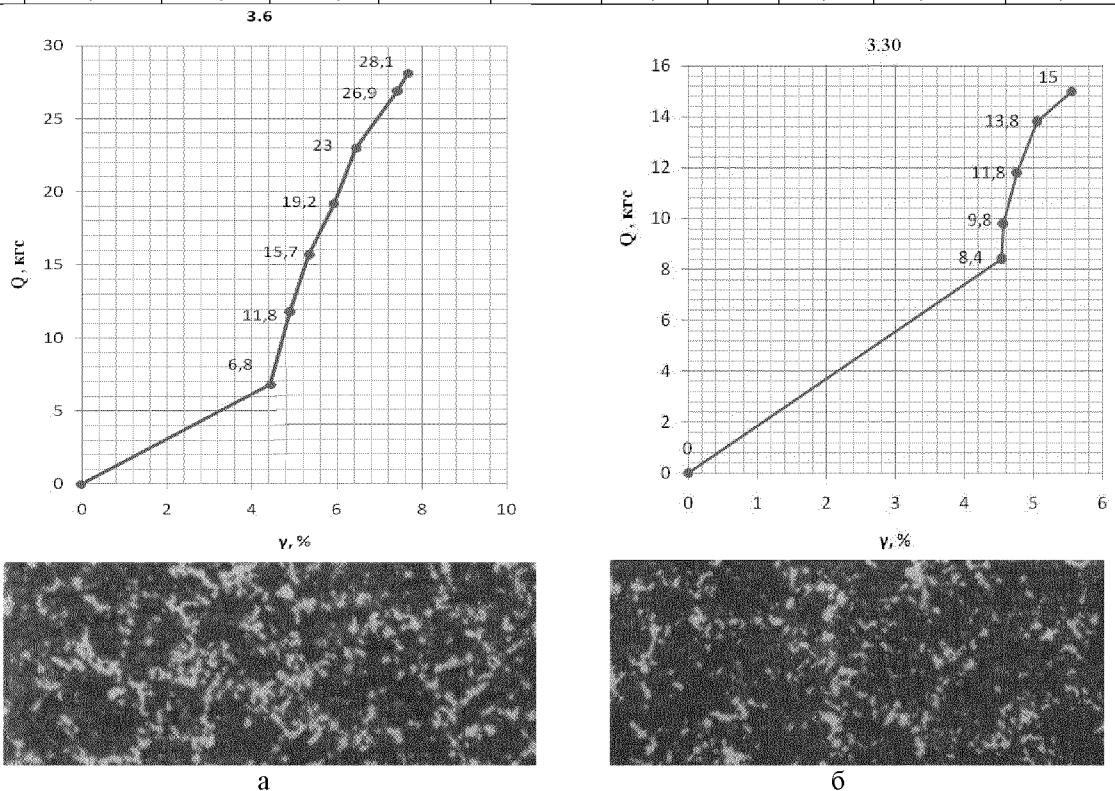


Рисунок 4 – Діаграма навантаження кілець 3.6 (а) і 3.30 (б) (мікроструктури з джерела [8], x20)

Як видно з рис. 4, нижні компресійні кільця витримували більші навантаження ніж хромовані кільця. Очевидно, зносостійке, але тверде і крихке покриття хрому порушувало комплекс відомих позитивних властивостей чавуну. За таких умов, поверхневе зміцнення, локальні руйнування або глибинні недосконалості будови покриття і самого чавуну (наприклад, його крупнозернистість), слід вважати не допустимими. Наприклад, поверхневе зміцнення кілець, у двигуна після 60хв. обкатки, призводило до того, що при досить повільному навантаженні кільця витримували значну силу (рис. 5), але в момент зламу вони руйнувалися на чотири частини (див. табл. 2, N = 4).

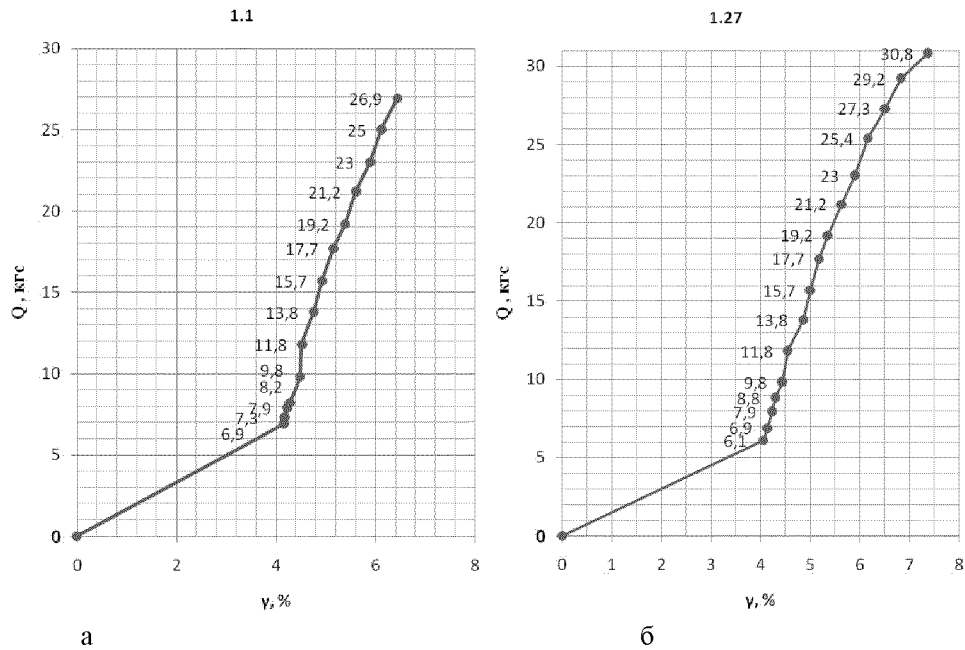


Рисунок 5 – Діаграми навантаження кілець: 1.1 (а) і 1.27(б)

Отже, як підсумок, можна рекомендувати встановлювати у більш напружені верхні канавки поршнів кільця з порівняно малим зазором S_n (у межах, що наводяться у джерелах [20,21], та з широким пояском b_0 , а в нижні канавки - з великим зазором S_n , та з вузьким пояском. Тоді верхні кільця будуть працювати за призначенням, а нижні - стримувати вихід картерної оливи до камери згоряння – зчищати його вниз за рахунок, дещо, більшого тиску їх на стінку гільзи.

Кільце 3.5 двигуна після 80 хв. обкатки характеризувалося достатнім запасом міцності, а кільце 3.30 втратило його. За відсутністю запасу міцності кільце 3.30 зруйнувалося вже на 4-му ступені (див. рис. 4б). Будова чавуну у цього кільця характеризувалася крупною фосфідною граткою.

З цих результатів був зроблений висновок, що двигуни з кільцями 2 і 3 груп недоцільно завантажувати під час технологічної обкатки на номінальну потужність. В кінцевому рахунку було рекомендовано закінчувати обкатку двигунів з навантаженням 60% від номінальної потужності (як і для контрольних двигунів), а тривалість обкатки скоротити до 75хв.

З даних табл. 2 видно, що за час випробувань поршневі кільця контрольного двигуна втратили запас міцності. На робочій поверхні кілець був зформований досить нерівномірний циліндричний пояс. Такий стан унеможлилював перехід спряжень ЦПГ на режим нормального зношування. У зв'язку з цим, кільця 4-ї групи якості було рекомендовано використовувати лише за особливих умов доведення [16].

Функціональні властивості двигунів у значній мірі залежали від НДС кілець: у двигуна після 40 хв. обкатки і стендових випробувань вигорання оливи по відношенню до витраченого палива становило 0,71 %, у двигуна після 80 хв. обкатки – 0,85 %, а у контрольного двигуна - 0,91 %.

Висновки:

1. Для визначення технічного стану поршневих кілець достатньо встановити відстань між краями у замку у вільному стані кільця та силу їх стиснення до робочого зазору між краями замка. Мала відстань свідчить про значну жорсткість кілець, а велика – про велику ймовірність швидко втратити запас міцності. Після визначення

сили стиснення, за методикою [17], можна визначити рівень пружності і пристосовуваності кілець.

2. Спосіб ВД деталей КШМ і ЦПГ дозволяє покращити функціональні властивості ДВЗ, зокрема підвищити зносостійкість цих деталей і зменшити втрати оливи на вигорання. Для покращення поверхневої і об'ємної будови та НДС чавуну і хромового покриття кілець необхідні металографічні дослідження та не традиційні заходи технологічного і металургійного характеру.

Список літератури

1. Гуков Я.С., Грицишин Н.І. Наукові основи технічної політики в аграрному секторі в Україні / «Механізація та електрифікація сільського господарства». Між від. темат. наук. зб. – Глеваха: ННЦ «ІМЕСГ», 2006. – Вип. 90. – С.4-15.
2. Канарчук В.Є., Полянський С.К., Дмитрієв М.М. Надійність машин: Підручник. – К: Либідь, 2003. – 424 с.
3. Гречихин Л.И. Двигатели внутреннего сгорания. Физические основы технической диагностики и оптимального управления. – Мн.: Наука и техника, 1995. – 270 с.
4. Машков О.В., Семашко Н.А. Акустическая эмиссия при смене механизмов деформации пластических конструкционных материалов // Физическая мезомеханика. – 2004. – Т. 7. №6. – С.59-62.
5. Гречихин Л.И., Шумский И.П. Непрерывный автоматический контроль надежности и долговечности отдельных конструкций сложной механической системы / «Прогресивні технології і системи машинобудування» Міжнародн. зб. наук. пр. – Донецьк: ДонНТУ, 2005. – Вип. 32. – С.99-103.
6. Кушлянський В.Л., Клименко Т.В. Методика дифектації колінчастих валів двигунів / «Механізація та електрифікація сільського господарства». Між від. темат. наук. зб. – Глеваха: ННЦ «ІМЕСГ», 2004. – Вип. 88. – С. 120-127.
7. Селиванов А.И. Основы теории старения машин. – М.: Машиностроение, 1970. – 408 с.
8. К. Энглиш. Поршневые кольца / Пер. с нем. Под ред. В.К. Житомирского. – М.: Машгиз, 1963. – Т.2. – 368 с.
9. Шаронов Г.П. Применение присадок к маслам для ускорения приработки двигателей. – М.-Л.: Химия, 1965. – 223 с.
10. Венцель С.В. Применение смазочных масел в двигателях внутреннего сгорания. – М.: Химия, 1979. – 240 с.
11. Молдаванов В.П. и др. Производство поршневых колец двигателей внутреннего сгорания. – М.: Машиностроение, 1980. – 199 с.
12. Горбань В.Ф., Мамека Н.А., Печковский Э.П., Фирстов С.А. Идентификация структурного состояния материалов методом автоматического индентирования / Сб. докл. 2-го Международн. н.-т. симпозиума «Наноструктурные функциональные покрытия и материалы в промышленности». – Харьков: ННЦ «ХФТИ». – 2007. – С.52-55.
13. Патент 1811449, СССР, МКИ Б 23 Н9/12. Способ электрохимико-механической приработки деталей ЦПГ / В.П. Алексеев, Л.Н. Болдарь. – 1993. - Бюлл. № 15. – С.8.
14. Дизели тракторные СНД-14НГ и др. Технические требования на капитальный ремонт. ТК10-0.5.0001.018.-87. – М.: ГОСНИТИ, 1989. – 136 с.
15. Производственные испытания и внедрение в производство электрохимико-механической приработки сопряжений гильзы цилиндров – поршневые кольца и коленчатый вал – подшипники скольжения. Отчет о НИР № 11/81, № ГР 01.84.0.065090. – Ворошиловград: ВСХИ, 1984. – 393 с.
16. Розробка технології прискореної обкатки тракторних двигунів з використанням ЕХМП основних з'єднань: Звіт по НДР / Луганський сільськогосподарський інститут. – Луганськ: ЛСГІ, 1994. – 97 с.
17. Болдар Л.Н., Буйкін С.О., Константин О.В. Взаємне доведення деталей ЦПГ відремонтованих д.в.з. Напружено-деформований стан поршневих кілець / Зб. наук. праць ЛНАУ. Серія «Технічні наук». – Луганськ: Вид. ЛНАУ, 2006. - № 68(91). – С.27-35.
18. Болдар Л.Н., Буйкін С.О., Константин О.В. Вплив електрофізикохімічного доведення (макроприпрацювання) поршневих кілець на їх напружено-деформований стан / «Конструювання, виробництво та експлуатація с.г. машин». Загальнодерж. між від. н.-т. зб. – Кіровоград: КНТУ, 2007. – С.198-204.
19. Геллер Ю.А., Рахштадт А.Г. Материаловедение. – М.: Машиностроение, 1989. – 456 с.

20. Тракторные дизели: Справочник /Под общ. ред. Б.А. Взорова. – М.: Машиностроение, 1981. – 535 с.
21. Молдаванов В.П. Поршневые кольца ДВС.–М.: Россельхозиздат, 1985. –158с.

Л. Болдар, О. Білогуров, В. Рибас

Влияние конструктивных и технологических факторов на напряженно-деформированное состояние поршневых колец и качество отремонтированных тракторных двигателей

В статье приведены результаты исследований влияния на напряженно-деформированное состояние поршневых колец конструктивных и технологических факторов – формы, площади поперечного сечения, шероховатости поверхностей, микроструктуры чугуна и режимов обкатки.

L. Boldar, O. Bilogurov, V. Rybas

The influence of constructions and technological factors on the tensely-deformed state of piston-rings and quality of repaired tractors engines

The results of researches of influence on the tensely-deformed state of piston-rings of structural and technological factors – forms, areas of cross-sectional, roughness of surfaces, microstructure of cast-iron and modes of rolling are resulted in the article .

Одержано 07.09.09

Дослідження аеродинамічних характеристик шару вороху насіння трав

У статті досліджено структурні та аеродинамічні характеристики вороху насіння трав. Запропонована методика визначення структурних характеристик шару вороху. Представлені результати теоретичних та експериментальних досліджень зміни швидкості повітряного потоку від висоти шару вороху з врахуванням його структурних характеристик.

сушіння вороху насіння трав, швидкість повітряного потоку, об'ємна пористість, вологість

У даний час більшість сушарок, що використовуються в господарствах для сушіння сільськогосподарських рослинних матеріалів, як фізично, так і морально застарілі. Вони не дозволяють забезпечити оптимальні режими сушіння, внаслідок чого зростає енергоємність процесу та знижується його продуктивність. Крім того, недотримання режимів сушіння призводить до погіршення якісних показників матеріалу. В результаті аналізу функціонування конструкційно різних засобів сушіння сипких та малосипких матеріалів виявлено, що необхідно конструкційно передбачити і в практичних умовах забезпечити збалансованість основних складових технологічного процесу, що пов'язані з взаємодією матеріалу з тепловою енергією. Таким чином, важливо, щоб нові сушильні засоби відповідали наступним вимогам: низька енергоємність процесу сушіння, висока продуктивність, забезпечення збереження якісних показників матеріалу, спрощення конструкції та зниження її металоємності, повна автоматизація технологічного процесу. У сільськогосподарських підприємствах України найбільш поширені барабанні, напільні, карусельні та конвеєрні сушарки, а також бункери активного вентилявання. Зазначені сушарки мають істотні конструктивні недоліки, що перешкоджають

інтенсифікації процесу сушіння. Режими сушіння насіння, які в них реалізуються, проходять за температури сушильного агента 120...130°C, що не забезпечує збереження поживних речовин та інших якісних показників. Сушіння здійснюється без урахування неоднорідності (за вологістю та масою) насіння, що складається з легких, середніх і важких фракцій. В результаті вологість фактично 30% насіння не відповідає кондиційному значенню. Тому дослідження процесу сушіння вороху насіння трав, спрямовані на вирішення проблеми енергозбереження, мають велике наукове і практичне значення. У зв'язку з цим постає актуальна проблема розробки технології і обґрунтування параметрів сушарки, що забезпечують необхідну якість сушіння насіння, енергозбереження, дозволяють максимально підвищити ефективність та продуктивність процесу сушіння.

Розглянемо процес проходження сушильного агента (далі СА) в сушарці [1] через шар матеріалу нескінченно малої ширини dx загальною висотою H вздовж вертикальної осі y знизу вверх. Загальна висота шару матеріалу складається з суми висот шарів, що розміщені на витках спіралеподібної перфорованої поверхні вздовж осі y , тобто:

$$H = h_1 + h_2 + \dots + h_n, \quad (1)$$

де h_1, h_2, \dots, h_n – висота n -го шару матеріалу вздовж вертикальної осі y (рис.1).

Для подальшого дослідження приймаємо наступні припущення: СА рухається через розглядуваний шар матеріалу знизу вгору вздовж осі y ; розглядається встановлений процес сушіння; матеріал повністю заповнює простір між витками спіралеподібної перфорованої поверхні вздовж осі y ; в межах висоти кожного n -го шару матеріал рівномірно розподілений та має однакові властивості, параметри та склад; втратами напору СА під час проходження через спіралеподібну перфоровану поверхню нехтуємо.

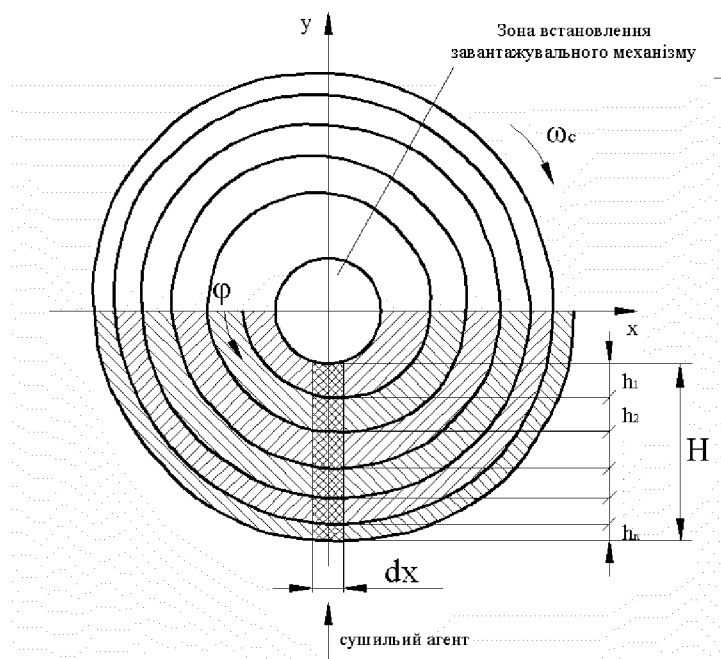


Рисунок 1 - Розрахункова схема процесу вентиляції матеріалу в сушарці

Кутова швидкість обертання спіралеподібної перфорованої поверхні ω_c залежить від тривалості сушіння матеріалу τ_c , початкових параметрів матеріалу та СА, а також загальної висоти шару H . Встановивши загальний час сушіння матеріалу τ_c та обґрунтувавши конструктивно найбільший кут спіралі ϕ_k , кутову швидкість обертання спіралеподібної перфорованої поверхні можна визначити наступним чином:

$$\omega_c = \frac{\phi_k}{\tau_c}, \quad (2)$$

де τ_c – загальний час сушіння, с;

ϕ_k – найбільший кут спіралі, рад.

Кількість шарів матеріалу n , з яких складається шар матеріалу висотою H , визначається кількістю повних витків спіралі, тобто:

$$n_c = \frac{\varphi_k}{2\pi} . \quad (3)$$

Отримане значення заокруглюється до найближчого меншого цілого числа.

За час сушіння τ_c матеріал переміщується поверхнею в межах кута її скручування (кут спіралі) від $\varphi = 0$ до $\varphi = \varphi_k$. У загальному випадку висоту кожного з шарів залежно від кута за яким скручена спіралеподібна поверхня можна визначити:

$$h_v(\phi) = r(\phi) - r(\phi - 2\pi), \quad (4)$$

де φ – кут спіралі до місця розміщення розглядуваного шару матеріалу (основи шару), який можна записати таким чином $\varphi = \omega_c \tau$ (де τ – час сушіння);

$r(\varphi)$, $r(\varphi - 2\pi)$ – відповідно радіуси спіралі в полярних координатах з кутом спіралі φ та $\varphi - 2\pi$.

Радіуси спіралі $r(\varphi)$ та $r(\varphi - 2\pi)$ визначаються за рівнянням спіралі за якою скручена спіралеподібна перфорована поверхня [2]:

$$r(\varphi) = r_0 + t\varphi - Kr_0 e^{m\varphi}, \quad (5)$$

де r_0 – найменший радіус витка спіралі, м;

m, t – коефіцієнти, що залежать від найбільшого радіуса витка спіралі r_k та відповідного йому кута ϕ_k ;

K – конструктивний коефіцієнт.

Враховуючи залежність (4), висоту для кожного з шарів, що в момент часу сушіння τ знаходяться вздовж вертикальної осі y та утворюють шар загальною висотою H , можна записати:

$$\left\{ \begin{array}{l} h_1 = r(\omega_c \tau) - r(\omega_c \tau - 2\pi); \\ h_2 = r(\omega_c \tau + 2\pi) - r(\omega_c \tau); \\ h_3 = r(\omega_c \tau + 4\pi) - r(\omega_c \tau + 2\pi); \\ \dots\dots\dots \\ h_n = r(\omega_c \tau + 2\pi(n-1)) - r(\omega_c \tau + 2\pi(n-2)); \\ H = \sum_{n=1}^{n_c} [r(\omega_c \tau + 2\pi(n-1)) - r(\omega_c \tau + 2\pi(n-2))]. \end{array} \right. \quad (6)$$

Для системи рівнянь (6) час змінюється в межах $\frac{2\pi}{\omega_c} \leq \tau \leq \frac{4\pi}{\omega_c}$, тобто визначається

тривалістю знаходження шару на верхньому витку спіралі.

Вологість шару матеріалу в довільний момент часу τ :

$$W = W(\tau), \quad (7)$$

де τ – час сушіння.

Враховуючи залежність (7), вологість кожного з шарів, що в момент часу сушіння τ знаходяться вздовж вертикальної осі y та утворюють шар загальною висотою H , можна записати:

$$\begin{cases} W_1 = W(\tau); \\ W_2 = W\left(\tau + \frac{2\pi}{\omega_c}\right); \\ W_3 = W\left(\tau + \frac{4\pi}{\omega_c}\right); \\ \dots \\ W_n = W\left(\tau + \frac{2\pi(n-1)}{\omega_c}\right). \end{cases} \quad (8)$$

Аналогічно до системи (6), час для системи (7) змінюється в межах $\frac{2\pi}{\omega_c} \leq \tau \leq \frac{4\pi}{\omega_c}$.

Зміна швидкості повітряного потоку за висотою шару матеріалу згідно [3]:

$$\omega = \omega_0 e^{-\frac{\xi \mu h}{2 d_{ek}}}, \quad (9)$$

де ω_0 – початкова швидкість повітряного потоку віднесена до перерізу всього шару, м/с;

ξ – коефіцієнт аеродинамічного опору шару;

μ – структурний фактор;

h – висота шару матеріалу на якій визначається швидкість СА, м;

d_{ek} – еквівалентний діаметр для шару матеріалу, м.

Коефіцієнт аеродинамічного опору шару матеріалу можна визначити за співвідношенням Стокса [4]:

$$\xi = \frac{24}{Re}, \quad (10)$$

де Re – критерій Рейнольдса.

Значення критерію Рейнольдса [4]:

$$Re = \frac{\omega_0 d_{ek}}{\psi \nu}, \quad (11)$$

де ψ – об'ємна пористість шару матеріалу;

ν – кінематична в'язкість СА, м²/с.

Структурний фактор за О.Крішером [4]:

$$\mu = \mu_F \mu_h, \quad (12)$$

де μ_F – коефіцієнт, що являє собою відношення площі поверхні пор до площі поперечного перерізу цих пор, приймаємо згідно [4] $\mu_F = 1/\psi$;

μ_h – коефіцієнт покрученості шару матеріалу, що являє собою відношення довжини шляху проходження СА через шар матеріалу до висоти шару.

Якщо замінити шар матеріалу моделлю з сферичних частинок правильного вкладання (ромбічне чотирикутне вкладання), то згідно [5] коефіцієнт покрученості моделі шару визначається таким чином $\mu_h = 3,52\psi$.

Еквівалентний діаметр шару матеріалу [4]:

$$d_{ek.} = \frac{4V_n}{S_n}, \quad (13)$$

де V_n – об'єм пор у шарі матеріалу, m^3 ;

S_n – площа поверхні пор у шарі матеріалу, m^2 .

Так як $V_n = \psi V_m$ (де V_m – об'єм шару матеріалу), тоді розглядаючи одиницю об'єму шару матеріалу ($1m^3$), вираз (13) можна записати:

$$d_{ek.} = \frac{4\psi}{S'_n}, \quad (14)$$

де S'_n – площа поверхні пор в одиниці об'єму шару матеріалу ($1m^3$), m^2 .

Величина S'_n визначається шляхом розрахунку за результатами експериментальних досліджень таким чином:

– визначається гранулометричний склад матеріалу (кількісний розподіл частинок матеріалу за величиною);

– визначається об'єм матеріалу в шарі, утвореному з частинок однієї фракції (однакового розміру), для цього формується шар матеріалу з частинок однієї фракції, заповнюється толуолом, після чого шляхом віднімання від загального об'єму шару фракції об'єму толуолу, визначається об'єм матеріалу (аналогічно проводиться визначення об'єму матеріалу всіх фракцій);

– здійснюється перехід від реального шару до моделі шару матеріалу, що сформована з кульок різного діаметру; для цього для кожної з фракцій визначається кількість кульок моделі радіусом, що рівний радіусу отвору через який частинки фракції не пройшли, таким чином: визначається об'єм кульки моделі $V_k = \frac{4}{3}\pi R^3$ (де R – радіус кульки (отвору)); визначається кількість кульок в моделі фракції m_n шляхом ділення об'єму частинок в шарі певної фракції на об'єм V_k ;

– оскільки площа поверхні кульки $S = 4\pi R^2$, тоді площу поверхні пор S'_n можна виразити так:

$$S'_n = 4\pi \sum_{n=1}^z m_n R_n^2, \quad (15)$$

де m_n – кількість кульок в моделі шару радіусом R_n (в $1m^3$ шару матеріалу);

z – кількість фракцій, на які розділяється матеріал під час визначення гранулометричного складу, шт.;

R_n – радіус, що рівний радіусу отвору сита через яке ці частинки не пройшли під час гранулометричного аналізу шару, м.

Позначимо через $K_s = \sum_{n=1}^z m_n R_n^2$ і назвемо коефіцієнтом поверхневої площі частинок в шарі матеріалу з розмірністю м^2 .

Після підстановки коефіцієнта K_s в формулу (14), отримаємо:

$$d_{ek.} = \frac{\Psi}{\pi K_s}. \quad (16)$$

Підставляючи (16) та значення μ_F в залежність (9), отримаємо:

$$\omega = \omega_0 \cdot e^{\frac{\xi \pi \mu_h K_s h}{2 \Psi^2}}. \quad (17)$$

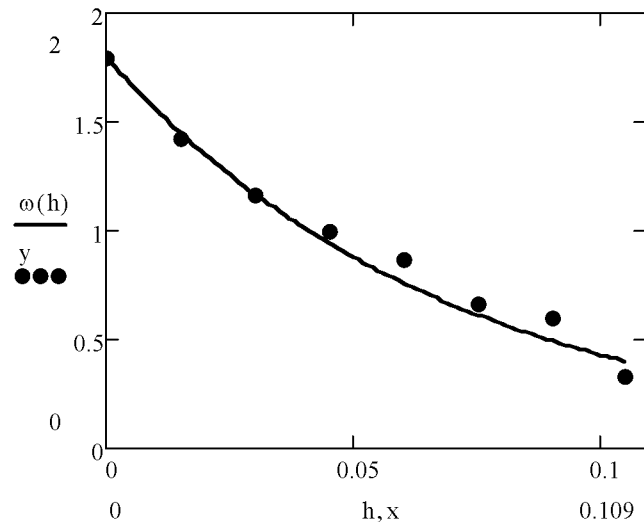
Підставляючи в залежність (17) значення висоти окремих шарів матеріалу з системи (6), можна визначити зміну швидкості потоку СА як за висотою окремого шару, так і за загальною висотою шару матеріалу H .

Таким чином, об'єднуючи системи (6), (8) та враховуючи залежність (17), отримаємо математичну модель, що дозволяє встановити зміну швидкості потоку СА за висотою шару матеріалу в запропонованій сушарці:

В системі (18) значення об'ємної пористості ψ визначається експериментально. Крім того, під час виведення рівнянь в системі (18) для спрощення зроблено припущення, що усушка частинок матеріалу незначна, відповідно значення об'ємної пористості для всіх шарів однакове.

$$\left\{ \begin{array}{l} h_n = r(\omega_c \tau + 2\pi(n-1)) - r(\omega_c \tau + 2\pi(n-2)); \\ W_n = W \left(\tau + \frac{2\pi(n-1)}{\omega_c} \right); \\ \omega_n = \omega_{n+1} \cdot e^{\frac{\xi \pi \mu_h K_s h_n}{2 \Psi^2}}; \\ \omega_{n_c+1} = \omega_0; \\ \omega_H = \omega_2 \cdot e^{\frac{\xi \pi \mu_h K_s h_2}{2 \Psi^2}}; \\ H = \sum_{n=1}^{n_c} [r(\omega_c \tau + 2\pi(n-1)) - r(\omega_c \tau + 2\pi(n-2))]; \\ r(\varphi) = r_0 + t\varphi - Kr_0 e^{m\varphi}; \\ \frac{2\pi}{\omega_c} \leq \tau \leq \frac{4\pi}{\omega_c}; n = 1, 2, \dots, n_c. \end{array} \right. \quad (18)$$

Використовуючи рівняння (17), побудуємо графічну залежність зміни швидкості СА за загальної висотою шару насіння вороху трав H та порівняємо з експериментальними даними (рис.2).



$$\psi=0,69; \nu=18,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \omega_0=1,8 \text{ м/с}; K_s=47,86$$

Рисунок 2 - Залежність зміни швидкості повітряного потоку СА ω від висоти шару h (теоретична крива та експериментальні точки)

Порівняльний аналіз теоретичних та експериментальних даних вказує на те, що отримані теоретичні залежності з достатньою точністю дозволяють описати процес вентилявання шару насіння вороху трав. Незначне розходження у значеннях зі збільшенням висоти шару можна пояснити зміною пористості за висотою реального шару в сушарці. Таким чином, за моделлю (18) можна визначити зміну швидкості повітряного потоку за висотою шарів матеріалу з врахуванням їх аеродинамічних та структурних характеристик.

Список літератури

1. Патент на винахід № 85766 Україна, МПК F26B11/00. Барабанна сушарка / Дударев І.М., Кірчук Р. В., Кокалюк Л.Ю.; Заявлено 01.06.2007; Опубл. 25.02.2009, Бюл. №4.
2. Кокалюк Л.Ю., Кірчук Р.В., Дударев І.М. Обґрунтування параметрів барабанної сушарки. Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Вип. 18. – Луцьк: Ред. – вид. відділ ЛНТУ, 2009. – С. 186-193.
3. Дударев І.М., Голячук С.Є., Лук'янчук Т.М. Дослідження впливу аеродинамічних параметрів шару гірчиці на процес його вентилявання. Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Вип. 17. – Луцьк: Ред. – вид. відділ ЛНТУ, 2008. – С. 40-45.
4. Кришер О. Научные основы техники сушки. Перевод с нем. к.т.н. Д.М.Левина. Под ред. проф., д.т.н. А.С.Гинзбурга. – М.: Изд. Иностран. Лит-ры, 1961. – 535 с.
5. Лыков А.В. Тепломассообмен: (Справочник), 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергия, 1978. – 480 с.

Л. Кокалюк, І. Дударев, Р. Кірчук

Исследования структурных и аэродинамических характеристик вороха семян трав

В статье исследованы структурные и аэродинамические характеристики вороха семян трав. Предложена методика определения структурных характеристик слоя вороху. Представлены результаты теоретических и экспериментальных исследований изменения скорости воздушного потока от высоты слоя вороху с учетом его структурных характеристик.

L. Kokalyuk, I. Dudarev, R. Kirchuk

The research of aerodynamic characteristic of the herb seed layer pile

In the article the structural and aerodynamic properties of herb seed layer are investigated. The methodic of definition of properties of layer is proposed. The results of theoretical and experimental investigations of air flow speed change against layer height considering its structural properties represented.

Одержано 06.09.09

Дослідження перетворення механічної енергії в теплову при терті твердих і рідких тіл

В статті наведено передумови створення багатофункціональних фрикційних теплогенераторів. Приведені методика і результати дослідження тепловиділення при терті в рідині і розглянута можливість використання явища кавітації, як активатора нагріву рідини. Досліджено тепловиділення при терті ковзання твердих тіл.

теповиділення при терті, кавітація, перетворення механічної енергії в теплову

1. Постановка задачі.

Історія розвитку людства тісно пов'язана з отриманням і використанням енергії. Головним джерелом були й досі залишаються невідновлюємі або маловідновлюємі вуглеводневі корисні копалини.

В щорічному докладі „Статистичний огляд світової енергетики 2009” британської компанії British Petroleum наводяться данні, які вказують, що існуючих на сьогоднішній день підтверджених запасів нафти в світі вистачить на 42 роки всесвітнього споживання, природного газу на 60 років а кам'яного вугілля на 122 роки [1]. Така обмеженість кількості нафти і газу, постійне підвищення їх вартості а також екологічні проблеми, викликані видобуванням і споживанням даних природних ресурсів, ставить перед людством завдання освоєння екологічно чистих відновлюємих, або, так званих, нетрадиційних джерел енергії і розробку нових технологій, які б знизили залежність сучасної людини від вуглеводнів.

Енергія Сонця і вітру є невичерпною і не вносить, практично, змін у природу, тому її використання і є основним напрямком розвитку альтернативної енергетики.

За даними „Програми ООН з розвитку світової енергетики” вітроенергетичний потенціал України складає 330 млн. МВт і перевищує загальну встановлену номінальну потужність електростанцій країни в 6 тисяч разів [2].

Вітроагрегати мають високі перспективи розвитку в сільськогосподарських районах для автономного обігріву і забезпечення енергією сільськогосподарської техніки. До того ж, це відповідає сучасній тенденції в енергетиці до локальної генерації енергії, тобто будівництва об'єктів генерації потужністю до декількох мегават для обслуговування віддалених районів, підвищення надійності енергозабезпечення, зменшення витрат на транспортування енергії.

В традиційних вітроагрегатах енергія вітру за допомогою електрогенератора перетворюється в електричну, але за умови необхідності отримання теплової енергії, можна використати тепло, що утворюється в процесі тертя, зокрема тертя в рідині чи тертя ковзання твердих тіл. Також, цікавими є роботи по розробкам кавітаційних теплогенераторів [3 - 8].

В роботі [9] наведені результати випробувань по використанню теплогенеруючого агрегату для приготування кормових сумішів на сільськогосподарських підприємствах.

Але в літературі немає чітких пояснень принципу роботи кавітаційних теплогенераторів, і кількісних закономірностей виділення тепла при кавітації. А також

часто наводяться суперечливі данні про коефіцієнт перетворення механічної роботи в теплову - більший одиниці.

Тому в роботі було поставлене завдання:

- розробити методику і провести експерименти по тепловиділенню при терті в рідинах; перевірити можливість використання явища кавітації для збільшення коефіцієнта перетворення механічної роботи в теплову при терті в рідинах;
- дослідити тепловиділення при терті ковзання твердих тіл;
- розглянути перспективність розробки фрикційних теплогенераторів з кавітаційним активатором нагріву рідини.

2. Дослідження перетворення механічної енергії в теплову при терті в рідинах і вплив на даний процес явища гідродинамічної кавітації.

Для проведення експериментальних досліджень тепловиділення при терті в рідинах і впливу на даний процес гідродинамічної кавітації, був розроблений і виготовлений стенд (рис.1).

Циркуляційна система стенду складається з центробіжного насоса 2, який має привід від електродвигуна 1, трубопроводу 3, за допомогою якого створюється потік рідини через контактну камеру 6, і бака 7 ємністю 14 літрів.

Вентиль 4, за допомогою якого регулюється швидкість потоку, два манометри 5, які вимірюють тиск і температуру рідини, - становлять систему регулювання і вимірювання стенду.

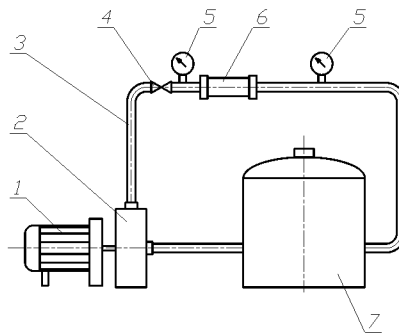


Рисунок 1 – Випробувальний стенд

В якості робочої рідини була використана вода

По центру контактної камери, виготовленої з полімерного прозорого матеріалу, який дозволяє вести візуальне спостереження за процесом кавітації, що відбувається у контактній камері, розміщується зйомний кавітатор, хвостова частина якого має конусоподібну форму (рис.2).

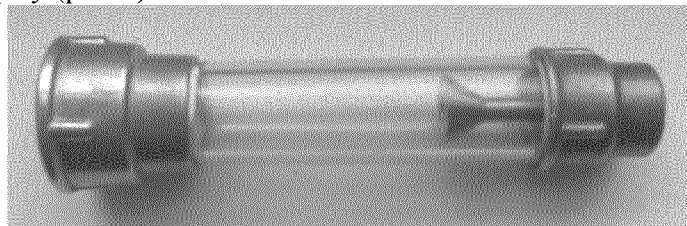


Рисунок 2 – Фотографія контактної камери з розміщеним в ній кавітатором

Режими роботи (тиск, швидкість потоку) і геометричні розміри контактної камери і кавітатора були вибрані з урахуванням рекомендацій наведених в літературі [3,4,7].

Явище гідродинамічної кавітації в випробувальному стенді виникає на границі обтікаемого тіла (кавітатора) в результаті місцевого зниження тиску, обумовленого динамікою руху рідини і геометричною формою кавітатора. Коли заповнені парогазом мікропорожнини (кавітаційні бульбашки), при їх подальшому русі в потоці рідини, захлопуються, утворюються зони з високими тисками і температурами, які являються джерелом нагріву рідини.

Гідродинамічна кавітація вважається шкідливим явищем, оскільки є причиною кавітаційного зношування і, відповідно, зниження надійності машини. Особливо питання кавітаційного зношування актуальне для теплогенераторів з багатоступеневими кавітаторами, де на кожному наступному, за напрямком руху рідини, ступінь кавітатора інтенсивність кавітаційного зношування, викликаного впливом значних локальних тисків, що виникають в результаті колапсу кавітаційних бульбашок, значно збільшується.

В процесі експерименту вимірювалась температура рідини і будувались залежності температури нагріву рідини від часу роботи стенду, який є пропорційним затраченій енергії.

На рис.3, рис.4 приведені графіки залежності температури нагріву води від часу роботи привода циркуляційної системи стенду для різних об'ємів води в системі з кавітатором і без нього.

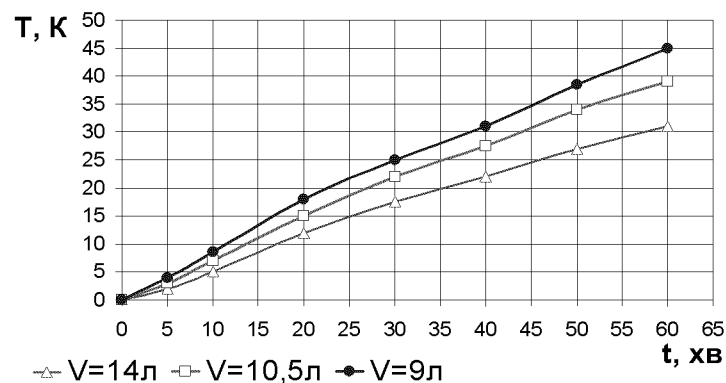


Рисунок 3 – Залежність температури нагріву циркуляційної системи стенду від часу роботи за різних об'ємів води

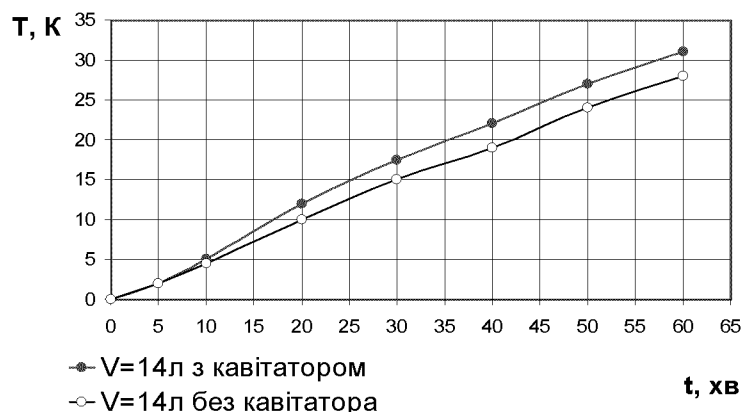


Рисунок 4 – Залежність температури нагріву циркуляційної системи стенду від часу роботи при $V=14л$ з кавітатором і без кавітатора

Коефіцієнт перетворення механічної роботи A (затраченої) в теплоту Q визначається із відношення:

$$\kappa = \frac{Q}{A}. \quad (1)$$

Теплота, що виділилася і призвела до нагріву води визначається з рівняння:

$$Q = m \cdot \Delta T \cdot c_m, \text{ Дж}, \quad (2)$$

де m - маса води, кг ;

ΔT - зміна температури води (температура нагріву), К ;

c_m - питома масова теплоємність води, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$.

За результатами, отриманими з експериментів, використовуючи рівняння (1), (2), був визначений коефіцієнт перетворення механічної роботи сили тертя в рідині в теплоту і вплив на нього явища кавітації.

Даний коефіцієнт визначений за результатами експериментів становить 0,62-0,68. Також з експериментів встановлено, що явище кавітації підвищує даний коефіцієнт, хоча й несуттєво, на 5-10 %.

Це дозволяє зробити припущення про доцільність використання явища гідродинамічної кавітації, як активатора тепловиділення при терті в рідинах.

Виходячи з ряду робіт, зокрема Гужелі Ю.О. [10], Фомінського Л.П. [4], Потапова Ю.С. [11], виникає питання відносно стабільності термічного еквівалента механічної роботи. На даний момент ведеться огляд даної проблеми і планується дослідити можливість впливу характеристик потоку рідини (ламінальний чи турбулентний потік) на даний коефіцієнт.

3. Дослідження перетворення механічної енергії в теплову при терті ковзання твердих тіл.

Для дослідження перетворення механічної енергії в теплову при терті ковзання в твердих тілах спроектований і виготовлений стенд, який являє собою калориметр, в якому теплота, що виділяється при терті ковзання торцевої поверхні зразка циліндричної форми по торцевій поверхні циліндричного контртіла, призводить до нагріву певного фіксованого об'єму води. Для вимірювання температури нагріву калориметра використовувались дві хромель-алюмельові термопари. Зміну термо-ЕРС проводили за допомогою цифрового мультиметра з інтервалом в 2 секунди.

Для експериментів зразок був виготовлений з фрикційного полімерного матеріалу ФПМ, контртіло з сірого чавуну СЧ 21-40.

З даних, отриманих в результаті експерименту, обчислюється робота сили тертя при взаємодії твердих тіл за певний проміжок часу Am :

$$Am = M \cdot t \cdot \omega, \text{ Дж}, \quad (3)$$

де M - момент сили тертя, Нм ;

t - час роботи сили тертя (стенду), с ;

ω - кутова швидкість, $\frac{\text{рад}}{\text{с}}$.

Знаючи масу і теплоємність калориметра, за показниками підвищення температури визначається кількість теплоти, що виділилась при терті твердих тіл Q_6 :

$$Q_k = m_k \cdot \Delta T_k \cdot c_m, \text{ Дж}, \quad (4)$$

де m_k - маса калориметра, кг ;

ΔT_k - зміна температури калориметра, К ;

c_{k_m} - питома масова теплоємність калориметра, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$.

Були проведені експерименти по тепловиділенню при терті твердих тіл для пари фрикційний полімерний матеріал – сірий чавун СЧ 21-40 при різних навантаженнях (моментах сили тертя) і різних кутових швидкостях ковзання. Результати експериментів приведені на рис. 5, рис. 6.

Коефіцієнт перетворення механічної роботи A_m (роботи сили тертя в твердих тілах) в теплоту Q_v визначається із відношення:

$$\kappa m = \frac{Q_k}{A_m}. \quad (5)$$

В даних випробуваннях коефіцієнт перетворення роботи сили тертя в тепло знаходиться в межах $\kappa m = 0,63-0,69$.

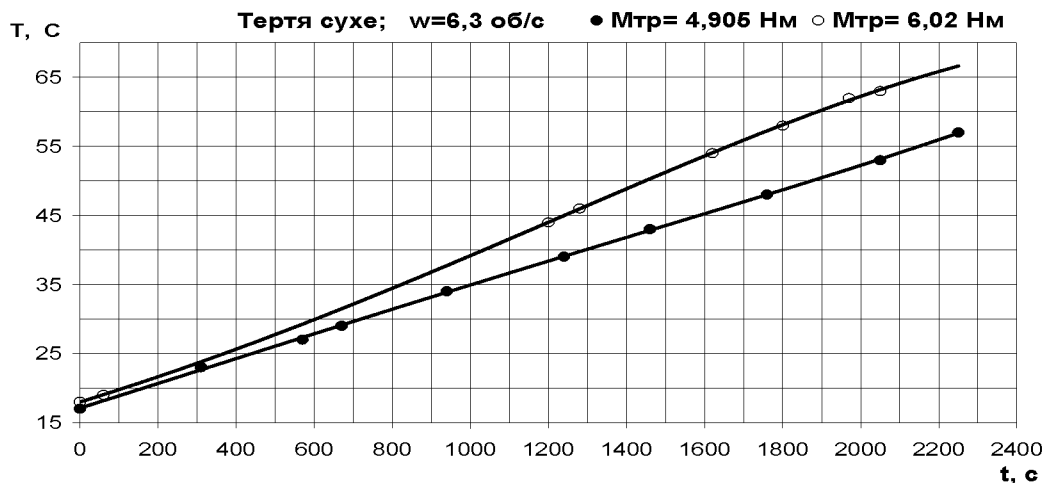
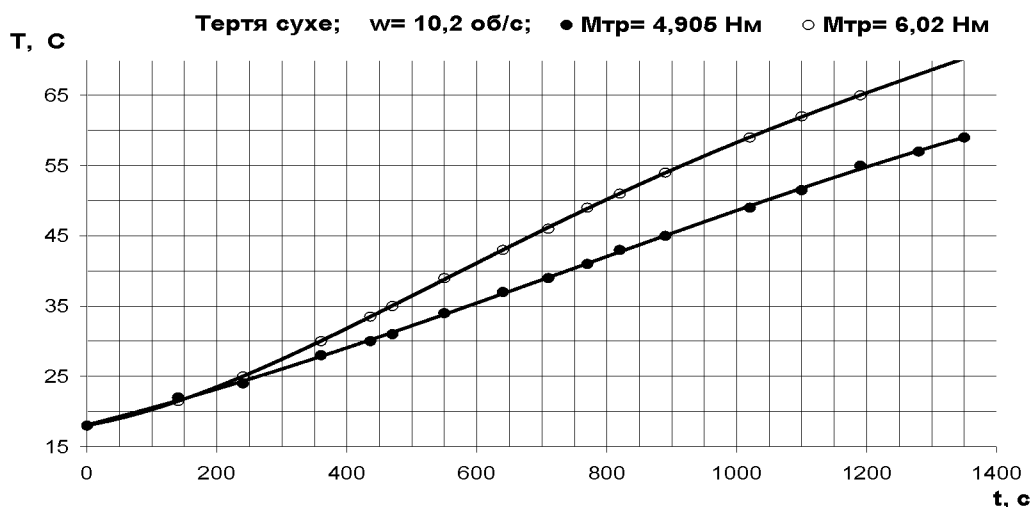


Рисунок 5 – Залежність температури калориметра від часу роботи сили тертя твердих тіл пари ФПМ – СЧ 21-40 при кутовій швидкості ковзання $\omega = 6,3$ об/с



З результатів експериментів видно, що збільшення теплової енергії, введеної в випробувальні зразки, викликає поступове сповільнення росту температури нагріву, що підтверджує випробування Єлагіної О.Ю. [12] по дослідженню температури зон тертя при абразивному зношуванні, проведені в РДУ нафти і газу ім. І.М. Губкіна.

4. Висновки:

а) проведений огляд перспектив розвитку вітроенергетики в Україні, що вказує на перспективність використання теплогенераторів в сільськогосподарських підприємствах і віддалених районах з метою підвищення надійності енергозабезпечення, зменшення витрат на транспортування енергії, зменшення екологічного забруднення, нагріву приміщень, активного впровадження перспективних технологій в тваринництві;

б) досліджено перетворення механічної енергії в теплову при терті в рідинах і визначений вплив на даний процес явища гідродинамічної кавітації. Коефіцієнт перетворення механічної роботи сили тертя в рідині в теплоту, визначений за результатами експериментів становить 0,62-0,68. Також з експериментів встановлено, що явище кавітації підвищує даний коефіцієнт, хоча й несуттєво, на 5-10 %. Це дозволяє зробити припущення про доцільність використання явища гідродинамічної кавітації, як активатора тепловиділення при терті в рідинах;

в) виникає необхідність дослідити можливість впливу характеристик потоку рідини (ламінарний чи турбулентний потік) на коефіцієнт перетворення механічної роботи сили тертя в рідині в теплоту;

г) досліджено перетворення механічної енергії в теплову при терті ковзання в фрикційній парі: фрикційний полімерний матеріал ФПМ – сірий чавун СЧ 21-40 при різних навантаженнях (моментах сили тертя) і різних кутових швидкостях ковзання. За результатами експериментів коефіцієнт перетворення роботи сили тертя в тепло знаходиться в межах $\eta = 0,63-0,69$.

Робота ведеться в зв'язку з розробкою фрикційного теплогенератора з використанням тепла, що виділяється при терті ковзання твердих тіл, і кавітатором в якості активатора нагріву.

Список літератури

1. Statistical Review of World Energy 2009 [електронний ресурс] / British Petroleum.- режим доступу: <http://www.bp.com/productlanding.do?categoryId=6929&contentId=7044622>.
2. Пабат А. Неисчерпаемые ресурсы / А. Пабат // Деньги и технологии.- 2004.- №2.-С. 22-25.- [Перспективы использования возобновляемых источников в Украине].
3. Федоткин И.М. Кавитационные и энергетические аппараты и установки / И.М. Федоткин, С.И. Гудиль.- К.: Арктур-А, 1998.- 136 с.
4. Фоминский Л.П. Роторные генераторы дарового тепла. Сделай сам / Л.П. Фоминский. - Черкассы: ОКО-Плюс, 2003. – 346 с.
5. Фоминский Л.П. Как работает вихревой теплогенератор Потапова [Текст] / Л.П. Фоминский.- Черкассы : ОКО-Плюс, 2001. – 103 с.
6. Шваб В.В. Вихревой теплогенератор для систем теплоснабжения [Текст] / В.В. Шваб // Новости теплоснабжения. – 2007. – № 8. – С. 12–13.
7. Геллер С. Вихревые теплогенераторы. Гидродинамический нагреватель жидкости [Текст] / С.Геллер // АКВА-ТЕРМ. – 2006. – № 6 (21).
8. Козлов С.В. Опыт внедрения автономных энергосберегающих систем отопления [Текст] / С.В. Козлов // Новости теплоснабжения. – 2007. – № 8. – С. 14–16.

9. Волков Н.И. Многофункциональный теплогенерирующий агрегат и его использование для приготовления кормовых смесей в сельскохозяйственных предприятиях / Н.И. Волков, А.А.Папченко // Промислова гідравліка і пневматика.- 2004.- №1.- С. 89- 102.
10. Гужеля Ю.О. Анатомия термодинамики [электронный ресурс] / Ю.О. Гужеля.- режим доступа: <http://n-t.ru/tp/ns/at1.htm>.
11. Потапов Ю.С. Энергия вращения [Текст] / Ю.С. Потапов, Л.П. Фоминский, С.Ю. Потапов. – Кишинев : Молдавский центр “Ноосферные технологии” РАЕН, 2001. – 382 с.
12. Елагина О.Ю. Исследование температуры зон трения при абразивном изнашивании / О.Ю. Елагина, А.В. Коновалов, К.А. Зинченко // Трение и смазка в машинах и механизмах .- 2008.- №2.- С.3-6. .

А. Кузьменко, С. Милятинский

Исследование превращения механической энергии в тепловую при трении твердых и жидких тел

В статье приведены предпосылки создания многофункциональных фрикционных теплогенераторов. Приведены методика и результаты исследования тепловыделения при трении в жидкости и рассмотрена возможность использования явления кавитации, как активатора нагрева жидкости. Исследовано тепловыделение при трении скольжения твердых тел.

A. Kuz'menko, S. Milyatinskiy

Research of transformation of mechanical energy in thermal at the friction of hard and liquid bodies

Prerequisites of multifunction frictional heatgenerator creation are presented in the article. A method and results of the research of heatgeneration during friction in fluid are described, the possibility of using cavitation, as the sensitized of fluid heating was studied. The heatgeneration during sliding friction of solid was investigated.

Одержано 15.09.09

Расчет и повышение износостойкости шаровых шарниров рулевого управления транспортных машин

Предложен обобщенный метод на износ тел двоякой кривизны с определением параметров модели изнашивания. Метод использован для расчета износа шаровых опор рулевого управления автомобиля. При этом решена задача о взаимодействии шарового пальца и полимерного вкладыша. Исследованы параметры модели износа пары сталь-полиуретан по схеме цилиндр – сфера, выполнен расчет износа шаровых шарниров рулевого управления автомобиля.

пары трения, износ, методы модельного испытания, шаровые шарниры

Постановка задачи. В подавляющем большинстве случаев машины выходят из строя вследствие износа деталей и агрегатов. Повышение износостойкости поверхностей достигается как путем совершенствования материалов деталей, так и путем создания новых видов смазочных материалов.

Как в одном, так и в другом случаях процесс совершенствования узла проходит: 1) стадию разработки мероприятий совершенствования узла; 2) стадию исследований эффективности предложенных технологий и мероприятий. В основе исследований износостойкости лежат модельные испытания на износ с последующим прогнозированием поведения машин в эксплуатации. Процесс прогнозирования требует построения моделей поведения узлов в реальных условиях, то есть расчетно-экспериментальной оценки износа и надежности. Несмотря на определенные успехи методы расчетов узлов трения на износ явно отстают от требований техники и не соответствуют современным требованиям. Достаточно сравнить развитие методов расчета на прочность с методами расчета на износ, чтобы убедиться в явном отставании последних.

Одна из базовых причин такого состояния состоит в отсутствии параметров моделей изнашивания для разных пар трения. Сведения об этих параметрах носят случайный, эпизодический характер. Параметры моделей изнашивания отсутствуют, главным образом, из-за несовершенства методов модельных испытаний пар трения.

Существующие испытания длительны, дорогостоящи и имеют большой методический разброс данных. В то же время пар трения, которые необходимо испытывать необозримо много.

В связи с этим задача создания принципиально новых методов модельных испытаний пар трения на износ с эффективным определением параметров моделей изнашивания представляется в настоящее время чрезвычайно актуальной. На основе анализа состояния проблемы в данной работе были поставлены следующие задачи исследования:

а) разработать теоретические основы метода, включающие: решение прямых контактных задач для шара, изнашивающегося в установившемся режиме; решение

обратных контактных задач для шара с износом в тех же режимах с получением формул для определения параметров моделей изнашивания при заданном износе;

б) отработать методики, установки и технику экспериментальной реализации методов испытаний и обработки результатов с получением параметров моделей изнашивания;

в) показать практику использования метода для решения конкретных задач эффективной количественной оценки износостойкости пар трения из разных материалов;

г) показать эффективность практического использования предложенного метода для расчетно-экспериментальной оценки износа при разной смазке шаровых шарниров рулевого управления автомобиля типа ВАЗ.

2. Теоретические основы метода испытаний на износ. Идея метода состоит в использовании при испытаниях образцов с изменяющейся (увеличивающейся) площадкой контакта и соответственно изменяющимися (уменьшающимися) контактными давлениями. Процесс изнашивания при изменяющихся размерах площадки содержит скрытую информацию о зависимости износа от давления, т.е. информацию об основной модели изнашивания. Сделать информацию явной можно только составив и решив дифференциальное уравнение процесса. Решению этой задачи и посвящены исследования второго раздела.

1. Сначала ставится и решается прямая и контактная задача для шара и плоскости с износом. В прямой задаче параметры модели изнашивания задаются, а давление и размеры площадки контакта определяются из решения.

Постановка контактной задачи с износом складывается из трех соотношений:

а) дифференциального соотношения модели установившегося изнашивания

$$\frac{du_{w1}}{ds_1} = k_{w1} \sigma^{m_1}; \quad (1)$$

б) условия сплошности в контакте

$$u_{w1}(s_1, r) = u(s_1, r); \quad (2)$$

в) условия равновесия в контакте

$$Q = \int_0^{2\pi} \int_0^a \sigma(s_1, r) r dr d\varphi, \quad (3)$$

где $u_{w1}(s_1, r)$ - линейный износ шара;

s_1 - путь трения для контактных точек шара;

$\sigma(s_1, r)$ - контактное давление по площадке контакта;

r, φ - радиальные и угловые координаты;

k_{w1}, m_1 - параметры модели изнашивания;

$u(s_1, r)$ - геометрическая функция в контакте;

Q - нагрузка на шар,

$$u(s_1, r) = \frac{a^2(s_1) - r^2}{2R}. \quad (4)$$

В такой постановке контактная задача сводится к дифференциальному уравнению

$$\sigma(s_1) = \left[\frac{a(s_1)}{k_{w1} R} \frac{da(s_1)}{ds_1} \right]^{1/m_1}, \quad (5)$$

из которого следует, что контактные давления, в условиях принятых допущений, распределены по площадке контакта равномерно. Дальнейшее рассмотрение приводит к обыкновенному дифференциальному уравнению с разделяющимися переменными относительно радиуса a площадки контакта

$$Q = \pi a^2(s_1) \left[\frac{a(s_1)}{k_{w1} R} \frac{da(s_1)}{ds_1} \right]^{1/m_1}. \quad (6)$$

Решая уравнение получаем зависимость для определения площадки контакта

$$a(s_1) = \left[(2m_1 + 2) \left(\frac{k_{w1} R}{\pi^{m_1}} Q^{m_1} s_1 + c \right) \right]^{1/(2m_1+2)}. \quad (7)$$

Постоянная интегрирования при нулевой начальной площадке контакта равна нулю $c = 0$, а при $a(s_1 = 0) = a_0, c = a_0^{2m_1+2}$.

2. Обратная контактная задача с износом состоит в определении параметров k_w, m модели изнашивания при заданной (известной из эксперимента) зависимости размера площадки контакта $a(s)$ от пути трения.

Решение обратной задачи можно выполнить методом обращения решения прямой задачи (7) для случая нулевой начальной площадки контакта на экспериментальной кривой $a(s)$ задаются две точки, $(a_1, s_1); (a_2, s_2)$ для которых записывается решение (7). Решая эту систему из двух уравнений, получаем искомые зависимости для определения параметров k_w, m :

$$m_1 = \frac{\lg s_1/s_2}{2 \lg a_1/a_2} - 1, \quad (8)$$

$$k_{w1} = \frac{a_1^{2m_1+1}}{(2m_1 + 2) R (Q/\pi)^{m_1} s}. \quad (9)$$

3. Эффективным оказалось обобщение метода предложенного для испытаний шара и плоскости на испытания любых тел двоякой кривизны. Приведенный (эквивалентный контакту шара и плоскости) радиус для контакта тел двоякой кривизны был получен из условия равенства в обоих случаях площади площадки контакта и максимального радиального износа.

Формула для приведенного радиуса R_* имеет вид

$$R_* = (R_1^* R_2^*)^{1/2}, \quad (10)$$

$$\frac{1}{R_1^*} = \frac{1}{R_{11}} + \frac{1}{R_{21}}; \frac{1}{R_2^*} = \frac{1}{R_{12}} + \frac{1}{R_{22}}. \quad (11)$$

С учетом этих соотношений, если проведены испытания на износ пары трения с телами двоякой кривизны и получена зависимость типа (11) $a = cs^B$, где

$$a = (a_1 a_2), \quad (12)$$

где a_1, a_2 – полуоси эллиптической площадки контакта, то параметры модели изнашивания k_w, m определяются по зависимостям (14) и (9), в которой радиус R заменен на R_* по (16).

4. Исследование износа шаровых шарниров.

Разработана методика расчетно-экспериментальной оценки износа шаровых шарниров рулевого управления. Для примера реализована применительно к шаровым шарнирам рулевого управления автомобиля ВАЗ.

1. Из анализа конструкции ШО РУА ВАЗ следует: во-первых, высокая ответственность узла и необходимость прогнозировать его расчет; во-вторых, недостаточно высокая надежность.

В соответствии с общей схемой расчетно-экспериментальной оценки износа узлов трения на первом этапе выполнен силовой и кинематический анализ ШО РУА и принять в качестве базовой нагрузки 100 кгс на шарнир при пути трения в шарнире за цикл 3,5 мм.

Для определения контактных давлений в начальный момент эксплуатации выполнено решение задачи о контактном взаимодействии жесткого шара и упругого сферического вкладыша в жесткой сферической обойме. Зависимость максимального контактного давления на вкладыш получена в виде

$$\sigma_0 = \frac{Q}{2\pi R^2 (1 - \cos^2 \varphi_0)}, \quad (13)$$

где φ_0 – половина угла контакта;

R – радиус сферы.

2. Параметры модели изнашивания пары трения сталь-полиуретан шарового шарнира РУ ВАЗ определялись при испытаниях по схеме шар-цилиндр на установке ТЭТ-09/2 по методике п.3.1. в 1 кгс, при $n = 830$ об/мин. Испытания проводились при трех видах смазки: 1) серийное ШРБ; 2) Mobil; 3) Shell; 4) без смазки.*)

Результаты испытаний представлены в табл.3. В этой же таблице приведены величины интенсивности износа полиуретана в заданных базовых условиях. Из рассмотрения результатов следует, что отсутствие смазки увеличивает износ шарнира в 14 раз; износ при смазке Mobil составляет от серийного 0,79 – 0,54; при смазке Shell – 0,88 – 0,6.

3. На основе предыдущих исследований выполнена расчетная оценка износа шаровых шарниров при разных видах смазки. Результаты расчетной оценки износа шарниров приведены в табл.2. Результаты для серийного варианта удовлетворительно согласуются с эксплуатационными данными и дают представление об эффективности использования других смазок.

Таблица 1 - Результаты испытаний полиуретана с разными видами смазки

№	Путь трения 10^6 , мм	a , мм			
		Без смазки	ШРБ	Mobil	Shell
1	1	1,414	1,311	1,231	1,247
2	3	1,55	1,49	1,35	1,34
3	5	1,685	1,525	1,452	1,471
4	7,5	1,74	1,6	1,52	1,51
5	10	1,812	1,734	1,592	1,614
β		0,1077	0,1214	0,1117	0,112
c		0,3193	0,245	0,263	0,2654
m		3,6425	3,1186	3,4763	
k_w		$14 \cdot 10^{-6}$	$0,41 \cdot 10^{-6}$	$0,39 \cdot 10^{-6}$	$0,43 \cdot 10^{-6}$
$\frac{du_w}{ds} \left(\sigma = 0,6 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2} \right) \cdot 10^{-6}$		$\frac{2,1779}{26}$	$\frac{0,08335}{1}$	$\frac{0,066}{0,79}$	$\frac{0,0733}{0,88}$
$\frac{du_w}{ds} \left(\sigma = 0,2 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2} \right) \cdot 10^{-6}$		$\frac{0,03982}{14,7}$	$\frac{0,0027}{1}$	$\frac{0,00145}{0,54}$	$\frac{0,00163}{0,6}$

Таблица 2 - Результаты расчетной оценки износа (в мм) полиуретанового вкладыша на 1000 км пути автомобиля

σ , кг / мм ²	Без смазки	Смазка ШРБ	Смазка Mobil	Смазка Shell
0,6	1,612	0,062	0,049	0,054
0,2	0,053	0,002	0,001	0,0012

3. Обобщение результатов и выводы 1. Разработан, реализован, использован на практике принципиально новый метод модельных лабораторных испытаний пар трения на износ с эффективным определением параметров модели изнашивания. Принципиальное отличие разработанного метода от известных состоит в том, что испытания проводятся в условиях непрерывно увеличивающейся площадки контакта, то есть при уменьшающихся давлениях. Это дает возможность из математического описания процесса в принципе по испытаниям одного образца получить параметры модели изнашивания.

2. Теоретические основы метода модельных испытаний на износ базируются на следующих научных результатах. Решена задача о контактном взаимодействии с износом шара и плоскости. При определенных допущениях задача сведена к дифференциальному уравнению, из решения которого в прямой постановке получены формулы для расчета износа, а в обратной постановке получены параметры модели изнашивания.

В результате решения обратной задачи, полученные расчетные зависимости, которые позволяют при наличии экспериментальной зависимости площадки контакта от пути трения определить параметры модели изнашивания.

3. Путем введения понятия эквивалентного приведенного радиуса и использования критериального уравнения по теории подобия и размерностей метод испытаний на износ, предложенный для контакта шар-плоскость, обобщен на испытания на износ при контакте тел двоякой кривизны.

При этом метод испытаний по схеме перекрещивающихся цилиндров является частным случаем общего метода испытаний на износ по схеме контакта тел двоякой кривизны.

4. Разработана методика расчетно-экспериментальной оценки износа шаровых шарниров рулевого управления автомобиля:

- для определения условий работы шарниров решена задача о взаимодействии шарового пальца и полимерного вкладыша. Результаты решения использованы как исходные в расчетной оценке износа.

- параметры модели изнашивания пары сталь-полиуретан получены при испытаниях по схеме цилиндр-сфера по разработанной методике на созданной установке.

- выполнен расчет износа шаровых шарниров рулевого управления автомобиля ВАЗ и установлено, что отсутствие смазки повышает износ в 14 раз, а применение смазки Mobil снижает износ примерно в 2 раза в сравнении с износом при серийной смазке ШРБ.

Список литературы

1. Кузьменко А.Г. Жесткий контакт шара и плоскости с износом. Сообщение 1 / А.Г. Кузьменко, С.В. Сытник, Г.А. Кузьменко // Проблемы трибологии. – 1998. – №2(8). – С. 21 – 40.
2. Кузьменко А.Г. Жесткий контакт шара и плоскости с износом. Сообщение 2 / А.Г. Кузьменко, С.В. Сытник, Г.А. Кузьменко // Проблемы трибологии. – 1998. – №2(8). – С. 82 – 103.
3. Кузьменко А.Г. Жесткий контакт шара и плоскости с учетом износа. Неустановившийся износ / А.Г. Кузьменко, С.В. Сытник, Г.А. Кузьменко // Проблемы трибологии. – 1998. – №3(9). – С. 27 – 35.
4. Кузьменко А.Г. Методы испытания на износ по схеме шар-плоскость (методы ШАРП) / А.Г. Кузьменко, С.В. Сытник, Г.А. Кузьменко // Проблемы трибологии. – 1998. – №4(10). – С. 36 – 43.
5. Кузьменко А.Г. Методы испытаний на износ / А.Г. Кузьменко, С.В. Сытник // Проблемы трибологии. – 1999. – №2(12). – С.38 – 109.
6. Метод испытания на износ цилиндрических и сферических тел / [Кузьменко А.Г., Сытник С.В., Пселл С.В., Кузьменко Г.А.] // Проблемы трибологии. – 2002. – №1(23). – С. 105 – 128.
7. Кузьменко А.Г. Износ в шаровых опорах рулевого управления автомобиля (расчеты и испытания) / Кузьменко А.Г., Сытник С.В // Проблемы трибологии. – 2008. – №3. – С.94 – 120.

А. Кузьменко, С. Сытник

Розрахунок та підвищення зносостійкості шарових шарнірів рульового управління транспортних машин

Запропонований узагальнений метод на знос тіл двоякої кривизни з визначенням параметрів моделі зношування. Метод використаний для розрахунку зносу кульових опор рульового управління автомобіля. При цьому вирішена задача про взаємодію шарового пальця та полімерного вкладыша. Досліджені параметри моделі зносу пари сталь-поліуретан за схемою циліндр-сфера, а також виконаний розрахунок зносу шарових параметрів рульового управління автомобіля.

A. Kuzmenko, S. Sytnik

Accounts and increasing of wearing capacity ball and socket joint of steering control transport machines

Suggested the generalized method of wearing bodies by double curvature with the determination of parameters model wearing. The method was used with the accounting wearing spherical joint steering management by a car. During this the settled task about interconnection of a ball pin and polymeric insert. The

research parameters of the model wearing steam steel-polyurethane for the scheme of cylinder- sphere, and also done with the account of wearing flitting parameters steering management of a car.

Получено 17.09.09

Теоретичні дослідження процесу розподілу насіння зернових культур при підґрунтового-розкидного способі сівби

На основі теоретичних досліджень процесу розподілу насіння зернових культур при підґрунтового-розкидного способі сівби визначено швидкість падіння насіння на відбивач, теоретично обґрунтовані параметри відбивача насіння та складено рівняння площин відбивача. **робочий орган, суцільний розподіл насіння, ширина захвату сошника, технологічний процес, взаємодія насіння, властивості насіння, пружності контактуючих тіл, швидкість насіння, параметри руху насіння, підсошниковий простір, розподільний пристрій**

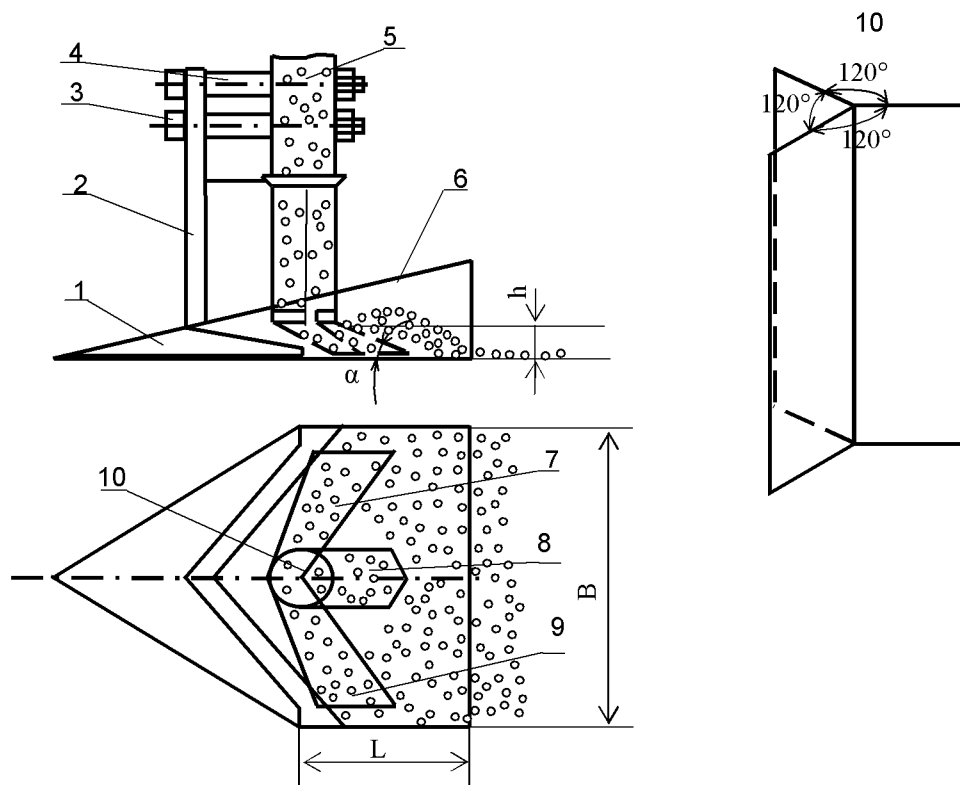
Однією з найважливіших технологічних операцій в галузі рослинництва є сівба сільськогосподарських культур, зокрема застосування підґрунтового-розкидного способу розподілу насіння по площі живлення. Найбільш гостро це питання стоїть при вирощуванні зернових культур, площа живлення яких вимагає раціонального використання поживних елементів ґрунту та сонячної енергії. Крім цього, це дає можливість зменшити застосування хімічних препаратів для боротьби з бур'янами внаслідок того, що останні біологічно пригноблюються культурними рослинами.

Значний внесок для вирішення теоретичних досліджень та вдосконалення робочих органів посівних машин для сівби зернових культур зробили: О.М. Семенов, П.В. Сисолін, В.М. Сало, С.І. Шмат, Д.Г. Войтюк, І.В. Морозов, В.О. Белодєдов, А.В. Рудь, Ю.Ф. Павельчук та ін. Ними розроблені робочі органи посівних машин та розподільників насінневого матеріалу по ширині захвату сошника, визначені основні недоліки та запропоновані шляхи до їх спрощення і покращення якості роботи при висіві насіння зернових культур. Однак, проблема підвищення ефективності використання всієї конструктивної ширини захвату сошників може успішно вирішуватися за умови застосування математичного обґрунтування технологічних параметрів елементів робочого органа.

Метою статті є теоретичне дослідження процесу руху насіння в підсошниковому просторі, встановлення оптимальних параметрів сошника для підґрунтового-розкидного посіву зернових культур та обґрунтування теоретичних і експериментальних параметрів відбивача насіння.

Враховуючи те, що більшість сучасних сівалок для підґрунтового-розкидної сівби обладнані робочими органами, які виконують смуговий посів, нами пропонується принципово нова конструкція робочого органа і ставиться завдання теоретично обґрунтувати процес суцільного розподілу насіння по всій ширині захвату сошника.

Технологічний процес розподілу насіння по ширині захвату сошника може бути схематизований таким чином (рис. 1). Насінневий потік із насіннепровода потрапляє на розподільний пристрій і ділиться на частини ділильними пластинами 10, які розташовані всередині нижньої частини стояка-насіннепровода 5. Ділильні пластини є першим елементом розподільного пристрою.



1 – екстирпаторна лапа; 2 – стояк; 3 – болт; 4 – втулка; 5 – насіннепровід; 6 – камера розсіву;
7, 9 – лотки розподільника; 8 – відбивач; 10 – подільник; α – кут нахилу відбивача; h – висота
встановлення відбивача; B – ширина захвату сошника; L – довжина камери розсіву

Рисунок 1 - Функціональна схема експериментального сошника

Другим елементом цього пристрою є похилі лоточки 7, 9 які розташовані всередині камери розсіву 6 і призначені для розподілу окремих порцій насіння під крилами лапи. Кут нахилу α лотків до дна борозни повинен бути більшим кута тертя насіння по матеріалу лотка (якщо не враховувати енергію, яку має насіння в момент падіння на дно лотка). Мінімальна відстань h між днищем лотків і площиною крила лапи повинна забезпечувати вільний прохід насіння.

Третім елементом є відбивач насіння 8, що призначений для розподілу потоку насіння, яке рухається у центральній частині насіннепровода по середній смузі ширини захвату сошника.

Комбінування цих елементів дає сімнадцять основних технологічних схем розподільних пристроїв.

Беручи до уваги те, що взаємодію насіння зернових культур з робочими органами пристроїв, які розподіляють його рівномірно по площі живлення, можна аналізувати методами математичної теорії пружності і опору матеріалів, ми плануємо теоретично дослідити взаємодію одиничної насінини зернових культур з екраном із листової сталі.

Нами зроблені припущення, що насіння слід розглядати, як достатньо пружне тіло з формою поверхні у вигляді еліпсоїда обертання [8].

В основу досліджень покладено класичну теорію контактних взаємодій

$$\int_s \int q(x, y) ds = P,$$

де $q(x, y)$ - тиск, розподілений по площі стискування s ;

P - рівнодіюча системи активних сил, що діють на тіло [9, 10, 11].

Г.Герц вирішив це рівняння, подавши зв'язок між навантаженням і деформацією у вигляді

$$P = \psi \lambda^{\frac{3}{2}}, \quad (1)$$

де ψ - коефіцієнт, що визначається пружними та геометричними параметрами тіла;

λ - деформація.

У загальному випадку насіння зернових культур можна віднести до пружних тіл, однак, враховуючи високі пружні властивості такого насіння до моменту появи первинної тріщини, без великої похибки до них можна використати рівняння 1.

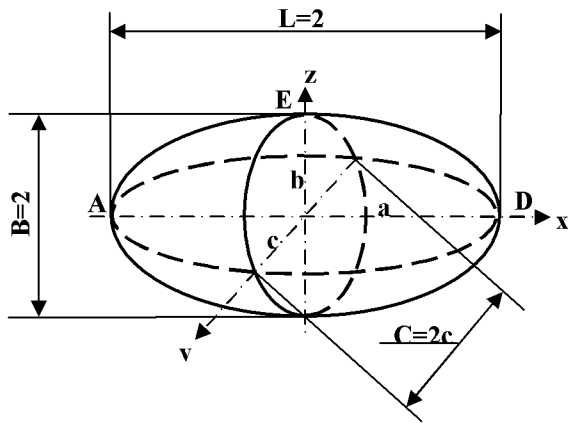
Коефіцієнт ψ визначається в залежності від модулів ε_1 , ε_2 пружності контактуючих тіл, коефіцієнтів Пуассона μ_1 насіння і μ_2 матеріалу робочого органу, сумарної кривизни $\sum k$ в точці контакту [1].

$$\psi = n_\psi \eta^{-1} (\sum k)^{(-0.5)}, \quad (2)$$

де n_ψ - коефіцієнт, що залежить від кривизни контурів головних перерізів контактуючих тіл;

η - приведена пружна константа.

При теоретичних дослідженнях приймаємо припущення, що насіння зернових культур є еліпсоїдом обертання (рис. 2) з піввісями $a = L/2$, $b = B/2$, $c = C/2$, де L , B , C - відповідно довжина, ширина і товщина насіння.



Результати досліджень показали, що відхилення теоретичного об'єму від знайденого експериментально не перевищують 3% [2, 3, 4].

Таким чином, прийнявши насіння зернових культур за еліпсоїд, ми знайшли, що

$$n_\psi = \frac{1}{\sqrt{(2\omega)^3}},$$

де ω - коефіцієнт, що залежить від кривизни контурів головних перерізів контактуючих тіл.

Рисунок 2. - Схема насінини зернових культур.

Запишемо, що

$$\sum k = \frac{1}{\rho_{11}} + \frac{1}{\rho_{12}} + \frac{1}{\rho_{21}} + \frac{1}{\rho_{22}},$$

де ρ_{11} , ρ_{12} - головні радіуси кривизни насіння;

ρ_{21}, ρ_{22} - головні радіуси кривизни робочого органа.

У випадку контакту насіння з площиною робочої поверхні коефіцієнт ψ буде максимальним при мінімальній сумарній кривизні, яка відповідає найбільшим головним радіусам кривизни насіння в точках E та K [4]

$$\left(\sum k\right)^{E,K} = \frac{1}{\rho_{11}} + \frac{1}{\rho_{12}} = \frac{2(\alpha^2 + \gamma^2)}{(\alpha^2 \gamma^2 B)}, \quad (3)$$

де $\alpha = \frac{C}{B}; \gamma = \frac{L}{B}.$

Удар, при якому не проходить зміна кінетичної енергії, називають пружним ударом. Якщо після удару швидкість тіл, які вдаряються, вирівнюється, то такий удар називають непружним.

Знайдемо миттєвий імпульс пружного удару з рівняння

$$m_1(g_1 - U_1)(g_1 + U_1) = m_2(g_2 - U_2)(g_2 + U_2). \quad (4)$$

Підставляючи в це рівняння значення $m_1(g_1 - U_1) = m_2(g_2 - U_2) = S$, знаходимо $g_1 + U_1 = g_2 + U_2$.

Розв'язуючи це рівняння, визначаємо миттєвий імпульс пружного удару

$$S = \frac{2m_1m_2(g_1 - g_2)}{m_1 + m_2}. \quad (5)$$

Миттєвий імпульс непружного удару знайдемо, якщо припустимо, що $U_1 = U_2 = U$ [4], тоді

$$S = \frac{m_1m_2(g_1 - g_2)}{m_1 + m_2}. \quad (6)$$

Порівнюючи рівняння (5) і (6), зауважимо, що миттєвий імпульс пружного удару вдвічі більший миттєвого імпульсу непружного удару.

Звідси висновок, що миттєвий імпульс непружного удару може бути записаний у вигляді

$$S = \frac{(1+k)m_1m_2(g_1 - g_2)}{m_1 + m_2}, \quad (7)$$

де k – коефіцієнт відновлення.

Очевидно, що при $k = 0$ будемо мати поглинаючий удар, а при $k = 1$ – абсолютно пружний удар. Для визначення коефіцієнта відновлення k кулю масою m_1 кидаємо з

висоти h_1 на площину масою m_2 і фіксуємо висоту h_2 , на яку відскакує куля. Так як маса площини в декілька раз більша маси кулі, то можемо прийняти [10, 11]

$$U_2 = \mathcal{G} \sin \alpha_0 - f' \mathcal{G} \cos \alpha_0 (1 + k).$$

Для визначення параметрів руху насіння в підсошниковому просторі необхідно знати швидкість насіння \mathcal{G} при виході з стояка сошника, тобто швидкість насіння до удару його у поверхню відбивача. У вертикальному стояку насіння рухається під дією сили земного тяжіння та сили опору повітря, тому цей рух описується диференціальним рівнянням

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} = mg - c \mathcal{G}, \quad (8)$$

де m - маса насіння, кг;

g - прискорення вільного падіння, м/с²;

$c = k \varepsilon$ - коефіцієнт опору, помножений на міделевий переріз тіла, м².

Оскільки $\mathcal{G}_y = \frac{dy}{dt}$, одержимо (рис.3)

$$\frac{dy}{dt} = \frac{1}{e^{at} a} g (1 - e^{at}) - a \mathcal{G}_{nn} \sin \alpha_{nn}.$$

Проінтегруємо дане диференціальне рівняння та, врахувавши початкові умови $t = 0$; $y_0 = 0$, одержимо

$$y = -\frac{1}{a} (\mathcal{G}_y + \mathcal{G}_{nn} \sin \alpha_{nn}) + \frac{g}{a^2} \ln \frac{g - a \mathcal{G}_{nn} \sin \alpha_{nn}}{g - a \mathcal{G}_y}.$$

Розглядаючи рух насіння в насіннепроводі, як рух матеріальної точки (тобто тіла, розмірами якого можна знехтувати за певних умов), був одержаний вираз

$$\mathcal{G} = \sqrt{e^{\pm 2 \int P dx} \left| C + 2 \int Q e^{\pm \int P dx} dx \right|}.$$

Використавши дану формулу для конкретного випадку, ми одержали, що швидкість руху насіння при виході із насіннепроводу визначається за формулою

$$\mathcal{G}_{nn} = \sqrt{2gl_{nn} (\sin \alpha_{nn} - f' \cos \alpha_{nn}) - \frac{2}{\text{кот}} - \sin^2(\alpha_{nn} - \alpha_{\text{жс}})}, \quad (9)$$

де l_{nn} - довжина насіннепроводу;

f' - коефіцієнт тертя насіння по стінках насіннепроводу;

α_{nn} - кут нахилу насіннепроводу до площини відбивача;

$\alpha_{\text{жс}}$ - кут нахилу дотичної до крайнього елементу жолобка катушки висівного апарата;

$\mathcal{G}_{\text{кот}}$ - лінійна швидкість руху катушки висівного апарата.

Отже, на основі теоретичних досліджень виведено аналітичні залежності взаємодії насіння з відбивачем і проведено розрахунок параметрів відбивача, які мають забезпечувати максимальну дальність польоту насіння після удару до його робочої поверхні і одночасно виключати удар насіння до площини крила лапи.

Список літератури

1. Семенов А.Н. Зерновые сеялки / А.Н. Семенов - М.- К.: Машгиз, 1959. – 315 с.
2. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування: Підруч. для студ. вищ. навч. закл. із спец. "Машини та обладн. с.-г. вир-ва" / За ред. М.І. Черновола. Кн. 1: Машини для рільництва / П.В. Сисолін, В.М. Сало, В.М. Кропівний; За ред. М.І. Черновола. — К.: Урожай, 2001.- 384 с: іл. - Бібліогр.: С. 375—379.
3. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: Підручник / Д. Г. Войтюк, В.М.Барановський, В.М. Булгаков та ін.; за ред. Д. Г. Войтюка. – К.: Вища освіта, 2005. – 464 с.
4. Морозов І.В. Основи теорії сільськогосподарських машин. Учебний посібник для сільськогосподарських вузів / І.В. Морозов. – Х.: Оригінал, 1992. – С. 5-9.
5. А.с. 948315 (СССР): Сошник для подпочвенного разбросного посева / В.А. Белодедов, А.В. Рудь, И.О. Мошенко, Н.В. Островский, П.И. Роздорожнюк, В.И. Мельник, А.П. Видул. – опубл. 1982, Бюл. № 29.
6. Системний аналіз технологічних можливостей сучасних зернових сіялок / М.І. Самокиш, А.В. Рудь, В.В. Іліяшук, І.О. Мошенко, В.В. Мельник // Зб. наук. праць ПДАТА. – Вип. 10. – Кам'янець-Подільський, 2002. – С. 230-232.
7. Пат. 57985А Україна, А 01 С7/20. Сошник / Рудь А.В., Мошенко І.О., Михайлова Л.М. Павельчук Ю.Ф., Винничук С.М., Хаєцький М.В., Жалоба В.М. (Україна). - №2002064664; заяв. 07.06.02; Опубл. 15.07.03. Бюл. №7.
8. Кильчевский Н.А. Теория соударения твердых тел / Н.А. Кильчевский – М.: Госиздат, 1969. – 168 с.
9. Воднев В.Т. Основные математические формулы / В.Т. Воднев, А.Ф. Наумович, Н.Ф. Наумович – Минск: Высшая школа, 1988. – 269 с.
10. Яблонский А.А. Курс теоретической механики / А.А. Яблонский. - М.: Высшая школа, 1971. - 487с.
11. Турбин Б.И. Теоретическая механика / Б.И. Турбин - М.: Сельхозиздат, 1959. – 376 с.

А. Рудь, Ю.Павельчук, И. Мошенко

Теоретические исследования процесса распределения семян зерновых культур при подпочвенно-разбросном способе сева

На основании теоретических исследований процесса распределения семян зерновых культур при подпочвенно-разбросным способе посева определена скорость падения семян на отражатель, теоретически обоснованы параметры отражателя семян и составлено уравнение плоскостей отражателя.

A.Rud', Yu. Pavel'chuk, I. Moshenko

Theoretical researches of process of distributing of seed of grain-crops at the underground-scattered method of sowing

On the theoretical basis of the seeds distribution investigation process by underground- scattered sowing method was fixed seed speed falling to the reflector, the theoretical substantiated parameters of seed reflector prism, and the technological plans of distributive ploughs means in underground-scattered seeding machines were elaborated.

Одержано 18.09.09

Огляд і аналіз конструкцій сівалок для сівби зернових культур

У статті проаналізовані конструкції сівалок для сівби зернових культур. Досліджувалися сівалки як вітчизняного так і зарубіжного виробництва на підставі чого визначені напрями їх подальшого вдосконалення та конструювання для забезпечення суцільної підгрунтового-розкидної сівби, а отже рівномірного розподілу насіння по площі живлення.
сівалка, конструкція, сівба, розподіл насіння, зернові культури, сівалки-культиватори, лапи-сошники, смуговий посів

У господарствах України різних видів агроформувань надзвичайна увага приділяється вирощуванню зернових культур. Однією з головних операцій в технології вирощування зернових культур є сівба, яка проводиться сівалками системи СЗ-3,6А, а також зерновими стерньовими сівалками СЗС-2,1. Сучасні зернотукові сівалки досить нерівномірно розподіляють насіння по площі посіву, а за даними професора А.М. Семенова тільки із-за нерівномірності розподілу насіння по площі живлення щорічно втрачається 15...20% урожаю зернових культур [1].

Ще в минулому тисячолітті були спроби застосувати конструкції робочих органів і створити сівалки для підгрунтового-розкидного (безрядкового) посіву. Вперше сошник для безрядкового посіву зернових культур був розроблений професором К.І. Васильєвим [2]. Замість наральника використовувалася плоскорізальна культиваторна лапа, під якою розташовувався спеціальний розкидач насіння. Для здійснення безрядкового посіву сошники на сівалці встановлювалися в два ряди, причому сошники другого ряду перекривали міжряддя першого ряду. Інженером І.І. Резніковим була розроблена конструкція вузькорядної сівалки УНДІМ-Р для сівби з міжряддям 4 см, яка була обладнана 46 двострічковими анкерними сошниками [3]. Представником активних ротаційних сошників є сошники В.О. Белодєдова, А.В. Рудя, І.О. Мошенка [4], в конструкції яких поєднано функції висівного апарата і сошника.

Існуючі сівалки для сівби зернових культур в переважній більшості забезпечують рядковий або смуговий посів, тому існує необхідність в поглибленому дослідженні їх конструкцій для розробки таких робочих органів, які забезпечили би максимально можливу рівномірність розподілу насіння по площі живлення.

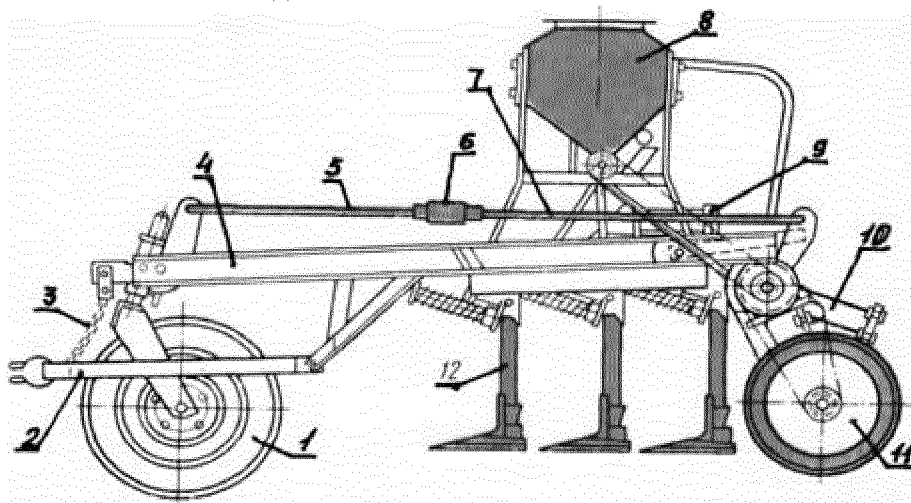
Метою статті є огляд та дослідження конструкцій сівалок для сівби зернових культур і проведення порівняльних характеристик сошників по якості заробки насіння.

Сівалки-культиватори, які виконують 3 - 4 операції, почали проектуватися після 60-х років минулого століття. До них відносяться сівалки СТС-12, СКЛ-12, СЗС-2,1М і СЗС-2,1 [5, 6]. Більшість сівалок-культиваторів мають два ряди сошників із паралелограмною або радіальною підвіскою. Для утворення підсошникового простору – камери розсіву – встановлена кришка, яка перекриває простір між полчками лапи і стояком з лійкою.

В цьому сошнику борозноутворювач, який обертався, виготовлений у вигляді сферичного диска. Нерухоме дно сошника має по своєму ободі канавку з п'ятьма

висівними отворами, які прикриті зверху щіточками, для запобігання самовільного висіву насіння. У процесі роботи насіння заповнює кільцеву канавку, розташовуючись в ній поштучно в один ряд своєю поздовжньою віссю по колу. Дрібнозубова нарізка, що нанесена на внутрішній стороні кільця, яке обертається разом із сферичним диском, забезпечує фрикційне зчеплення насінин з кільцем та їх виштовхування на зовні через висівні отвори. Кожний сошник висіває п'ять рядків з міжряддям 50 мм. Сошник має примусове обертання ($10 \dots 30 \text{ хв}^{-1}$), а зміна частоти обертання сошника дає можливість змінювати норму висіву.

Стерньові сівалки-культиватори СЗС-2,1М (рис. 1) обладнані лапами шириною захвату 425 мм, що забезпечує зберігання на поверхні поля стерні та захищає ґрунт від вітрової ерозії. Лапи-сошники сівалки виготовлені по типу робочих органів плоскорізів і розташовані ширше для покращення прохідності по стерні (кількість стояків зменшені на одну третину, відстань між слідами стояків – 350 мм). Для здійснення розкидного посіву робочі органи сівалки СЗС-2,1М обладнані розкидачем насіння, який встановлений під лапою.



1 – опорне колесо; 2 – причіпний пристрій; 3 – ланцюг; 4 – рама; 5 і 7 – тяги; 6 – стяжна гайка; 8 – насіннєвий ящик; 9 – гідроциліндр; 10 – рамка секції; 11 – прикочуючий коток; 12 – лапа-сошник

Рисунок 1 – Сівалка-культиватор стерньова СЗС-2,1М

На легких за механічним складом ґрунтах сівалка СЗС-2,1М рівномірно розподіляє насіння по площі живлення, але вона дуже погано працює на важких ґрунтах в умовах підвищеної вологості (27-29%). На сьогодні ефективність використання даних сівалок на нестерньових фонах мало вивчена. Тому ставиться завдання створити до цих сівалок принципово нові робочі органи для безрядкової сівби з метою покращення рівномірності розподілу насіння по площі живлення.

Отже, дослідження ефективності використання сошників сівалки для підґрунтового-розкидного посіву та їх розподільних пристроїв є важливим завданням у вдосконаленні підґрунтового-розкидних сівалок.

В даний час при переході від традиційних та мінімальних технологій вирощування зернових культур до нульових (No-Till) все більшого поширення набувають стерньові сівалки зі складними стрілочастими сошниками, що здійснюють смуговий або суцільний підґрунтового-розкидний посів насіння зернових культур з одночасним внесенням мінеральних добрив.

До такого типу сошників відноситься універсальний сошник сівалки Horsch Агро-Союз АТД 18.35 (рис. 2).

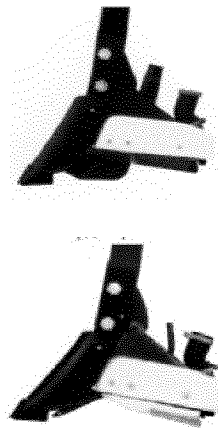
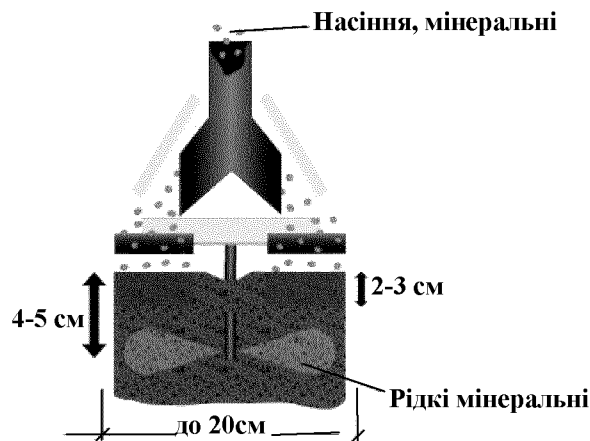


Рисунок 2 - Технологічна схема сошників для одночасного висіву насіння та внесення твердих і рідких мінеральних добрив сівалки Horsch Agro Союз ATD 18.35 та їх загальний вигляд

Зокрема, фірма «Лідсільмаш» (Білорусь) випускає (рис. 3) сівалку-культиватор для розкидної сівби СКП-2,1Л, що обладнана лаповими сошниками, які формують ущільнене дно борозни і забезпечують вузькосмугову сівбу насіння та добрив із суцільним прикочуванням. При ширині захвату 2,1 м він вимагає досконалого вирівнювання поверхні ґрунту [7].



Рисунок 3 – Сівалка-культиватор стерньова зернотукова для розкидної сівби СКП-2,1Л (Білорусь)

Здійснюють смуговий із внесенням мінеральних добрив або суцільний посів зернових культур без одночасного внесення мінеральних добрив сошники сівалки Excelent фірми Farmet (рис. 4). Причому смуговий спосіб сівби зернових культур можливий з одночасним внесенням твердих чи рідких мінеральних добрив, а суцільний підґрунтовий посів можливий без внесення мінеральних добрив [8].

Сівалку «Сиріус-10» (рис. 5) («Червона зірка», Україна) комплектують долотоподібним сошником з шириною захвату 20 мм, екстирпаторними сошниками з шириною засіяної смуги 50 і 100 мм. Робочі органи не здійснюють суцільної підґрунтової сівби зернових і зернобобових культур [9].

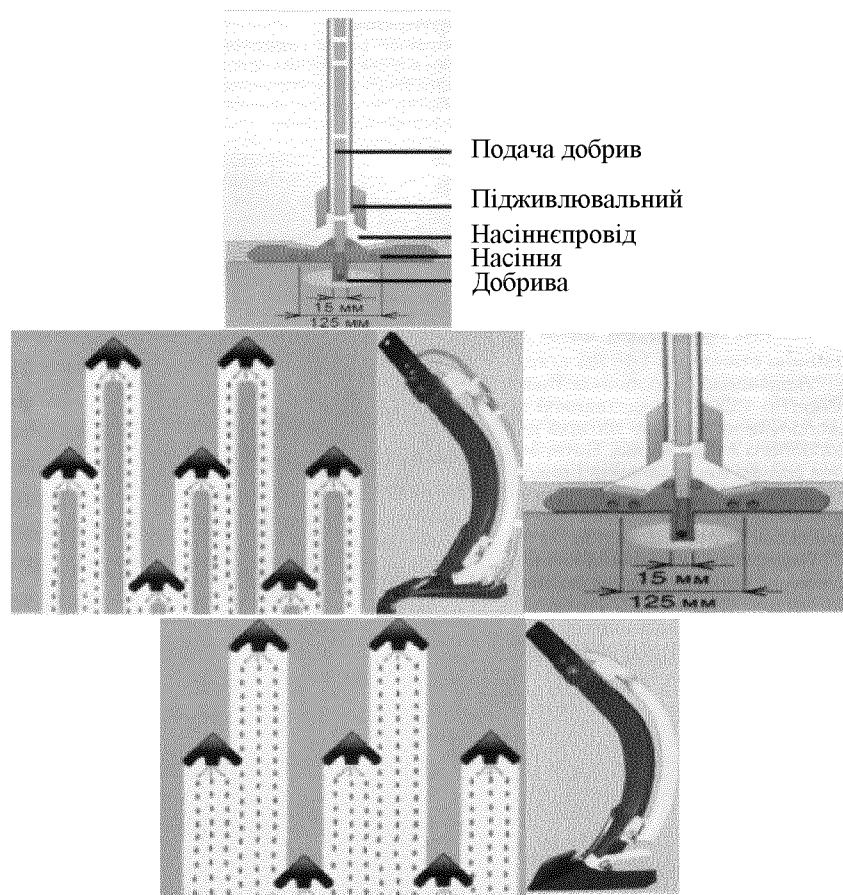


Рисунок 4 - Технологічна схема сошника сівалки Excelent фірми Farmet, схеми стрічкової та суцільної сівби, загальний вигляд сошників та результати посіву

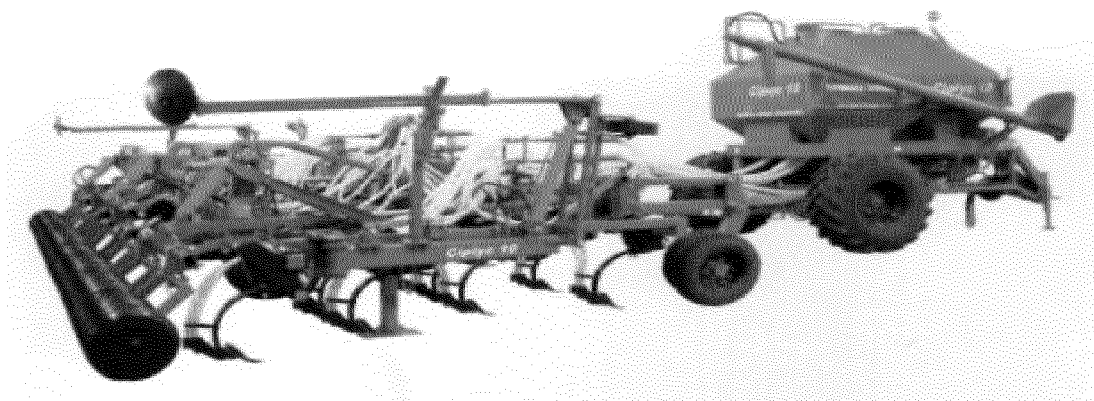


Рисунок 5 - Сівалка-культиватор «Сіріус - 10» (Україна)

Сівалка-культиватор СТС-2 (рис. 6) виробництва «Червона зірка» (Україна) висіває насіння зернових, зернобобових і трав'яних культур смуговим підґрунтовим способом із внесенням гранульованих мінеральних добрив та прикочуванням засіяних рядків. Під час смугової сівби насіння не розподіляється по всій площі живлення, тобто по всій площі поля [10].

Аналогічний процес здійснює посівний комплекс «Агромайстер-4800» (рис. 7), який за один прохід виконує суцільний і передпосівний обробіток ґрунту, стрічкову

сівбу насіння з внесенням мінеральних добрив, боронування і прикочування посівів, але при цьому сівба не є суцільною [11].

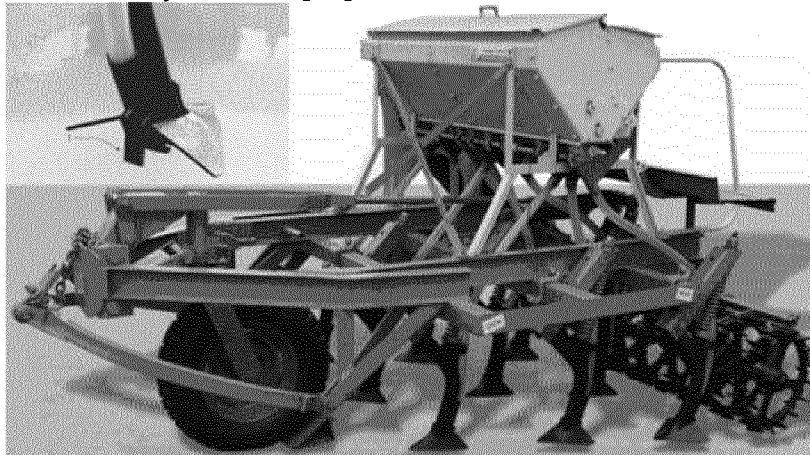


Рисунок 6 - Сівалка СТС-2 з робочим органом для стрічкової сівби зернових культур (Україна)



Рисунок 7 -Сівалка «Агромастер-4800» для підґрунтової сівби зернових культур (Росія)

Одним з кращих виробників посівної техніки для сівби зернових культур при нульових технологіях є фірма „Morris”, яка випускає сівалки „Concept 2000” і „Maxim II”, що обладнані екстирпаторними сошниками (рис. 8) для сівби зернових і зернобобових культур смуговим способом, які при всій своїй досконалості не забезпечують суцільної сівби, яка вважається оптимальною [12].

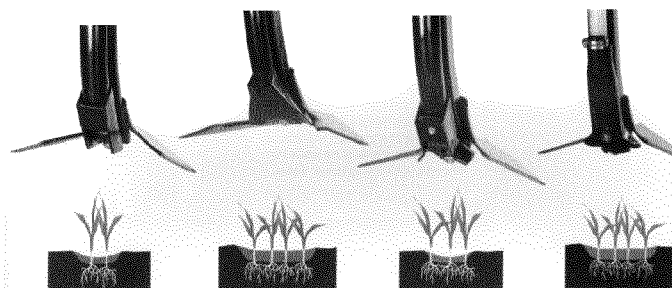


Рисунок 8 - Сошники екстирпаторного типу сівалок Concept 2000 і Maxim II фірми Morris для підґрунтової смугової сівби

Отже, зроблений огляд і аналіз конструкцій сівалок та сошників для сівби зернових культур показав, що більшість з них забезпечують смуговий посів тому існує необхідність в подальшій розробці, дослідженні та запровадженні у виробництво сошників та сівалок для суцільної підгрунтового-розкидної сівби, які забезпечили би рівномірний розподіл насіння по площі живлення.

Список літератури

1. Семенов А.Н. Зерновые сеялки / А.Н. Семенов - М.- К.: Машгиз, 1959. – 315 с.
2. Васильев И.М. Зимостойкость растений / И.М. Васильев– М.: Акад. наук СССР, 1953. – 190 с.
3. Резнік І.І. Економічна ефективність виробництва зерна / І.І. Резнік – К.: Урожай, 1968. – 71 с.
4. Робочий орган для рівномірно розподіленої сівби зернових культур / В.О. Белодедов, А.В. Рудь, І.О. Мошенко, та ін. // Наукові розробки рекомендовані виробництву: Вип. 4. Доп. і перероб. Під заг. ред. І.М. Бендери, О.В. Ткача; Хмельницький ЦНТЕІ – Хмельницький, 2006. – С. 70.
5. Каталог. Сельскохозяйственная техника. Том 1; ч. 1, 2. – М.: Информагротех, 1991. – 364 с.
6. Сеялка-культиватор СЗС-2,1. Руководство по сборке и эксплуатации. -Саратов: ЦНТИ, 1972. - 47 с.
7. Каталог продукции: Открытое акционерное общество «Лидсельмаш» / ПЛП «Укргропостач». - К., 2007. – 36 с.
8. Агробизнес Украина: Информационно-рекламный журнал / ЗАО компания «Райз». - К., 2004. - № 4. – 54 с.
9. Пневматична сівалка-культиватор «Сиріус 10» / «Збутова Компанія Червона зірка». - Кіровоград, 2008. – 7 с.
10. Зернова група сівалок «Червона зірка»/ «Збутова Компанія Червона зірка». Кіровоград, 2008. – 11 с.
11. Посевной комплекс «Агромастер - 4800»/ ПК «Агромастер». Республика Татарстан, - Муслюмово, 2008. – 2 с.
12. Сеялка культиваторного типа «Maxim II» и сеялка-культиватор «Concept 2000»/ Агро-индустриальная Компания. - К., 2008. – 19 с.

А. Рудь, Ю.Ф. Павельчук, В.В. Никитин

Обзор и анализ конструкций сеялок для посева зерновых культур

В статье проанализированы конструкции сеялок для посева зерновых культур. Исследовались сеялки как отечественного так и зарубежного производства на основании чего определены направления их дальнейшего усовершенствования и конструирования для обеспечения сплошного подпочвенно-разбрасного посева, а следовательно равномерного распределения семян по площади питания.

A. Rud', Yu. Pavel'chuk, V. Nikitin

Review and analysis of constructions drill for sowing of grain-crops

In clause the designs of seeders for crop of grain cultures are analysed. The seeders were investigated both domestic and foreign manufacture on the basis of that the directions of their further improvement and designing for maintenance continuous of crop, and consequently uniform distribution on the area of a feed are certain

Одержано 18.09.09

УДК 681.523 (075.8)

Е.Я.Строк, Л.Д.Бельчик, кандидаты технических наук

ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси», г.Минск, Республика Беларусь

Разработка алгоритма управления навесным устройством зерноуборочного комбайна с использованием математического моделирования

В статье рассмотрены вопросы компьютерного моделирования системы автоматического копирования рельефа поля с целью разработки ее алгоритма управления. Полученные параметры алгоритма позволяют создать систему автоматического копирования рельефа поверхности поля, соответствующую конструктивным и эксплуатационным показателям высокого технического уровня.
алгоритм управления, продольное и поперечное копирование, компьютерное моделирование

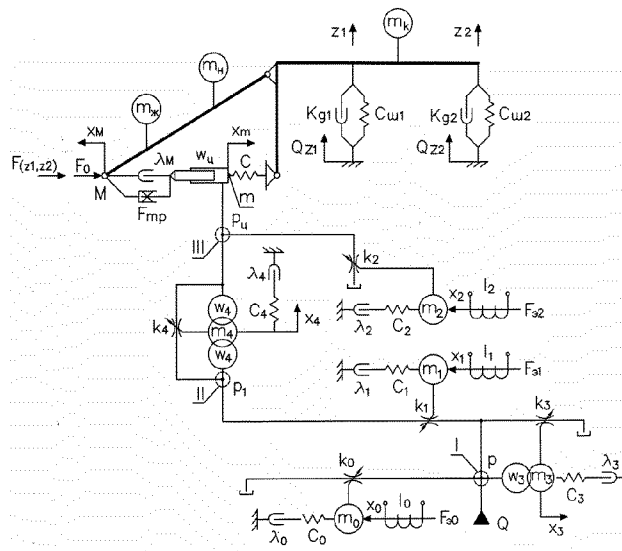
Эффективность выполняемых зерноуборочных операций в основном определяется точностью копирования рельефа поля жаткой комбайна. С этим связано уменьшение потерь урожая и увеличение производительности зерноуборочной техники. Для получения необходимых показателей качества работы комбайна, обеспечивающего поддержание высоты среза скашиваемых культур на заданном уровне, большое значение имеет определение структуры и параметров алгоритма функционирования, а также рациональных конструкционных параметров системы автоматического копирования рельефа поля. При этом целесообразно использовать математическое моделирование, позволяющее проводить абстрактный синтез системы управления с учетом структурных параметров и динамических свойств.

Копирование микрорельефа поля жаткой комбайна представляет собой колебательный процесс. Основным источником низкочастотных колебаний комбайна являются неровности почвы. При скорости комбайна до 8 км/ч и воздействии значительных инерционных нагрузок эти неровности могут вызвать колебания жатки с частотой до 1 Гц, что ухудшает точность копирования [1].

Электрогидравлические системы управления содержат существенно нелинейные элементы, например, сухое трение в гидроцилиндрах, перекрытие на управляющих кромках золотников, предварительное поджатие возвратных пружин, зону нечувствительности, гистерезис, насыщение по электрическому току и гидравлическому потоку, квадратичную зависимость между расходом и перепадом давления и т. д. Поэтому при составлении математического описания динамической системы копирования приняты следующие допущения: волновые процессы в гидравлических магистралях не влияют на динамику привода; модуль упругости рабочей жидкости является постоянной величиной, которая не зависит от давления и температуры; нерастворенный воздух в жидкости отсутствует; коэффициент вязкости жидкости и коэффициенты расхода управляемых дросселей распределителя являются постоянными величинами; гидравлические потери в трубопроводах между распределителем, силовым гидроцилиндром и насосом не учитываются.

Работа гидропривода системы копирования рельефа поля описывается двумя типами уравнений, которые соответствуют физическим явлениям в этой системе.

На рисунке 1 показана схема динамической системы.



Масса, приведенная к штоку гидроцилиндра, определяется по формуле

где $m_{\text{жс}}$, m_n и $m_{\text{шт}}$ - массы наклонной камеры, жатки и штока гидроцилиндра, кг; K_{G1M} и K_{G2M} - коэффициенты передач.

$$F_0 = G_1 K_{G_1 M} + G_2 K_{G_2 M} . \quad (2)$$
$$q - k_1 \sqrt{p - p_1} - k_2 \sqrt{p_y} - \sqrt{p} (k_3 + k_0) - \frac{V_{T1}}{E_1} \frac{dp}{dt} = 0, \quad (3)$$
$$k_0 = \mu_2 \pi d_0 (X - x_0) \sin \frac{\alpha}{2} \sqrt{\frac{2}{\rho}}; \quad k_1 = \mu_1 \pi d_1 x_1 \sqrt{\frac{2}{\rho}};$$

$$k_2 = \mu_2 \pi d_2 x_2 \sin \frac{\alpha}{2} \sqrt{\frac{2}{\rho}}; \quad k_3 = \mu_2 \pi d_3 x_3 \sin \frac{\alpha}{2} \sqrt{\frac{2}{\rho}},$$

где q – подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$;
 k_1 , k_2 , k_3 и k_0 – проводимости впускного золотника, выпускного и переливного клапанов, а также клапана блокировки циркуляции соответственно, $\text{м}^4/\text{с}/\text{Н}^{1/2}$;
 p и p_1 – соответственно давления в напорном трубопроводе насоса и полости распределителя между впускным дросселем и обратным клапаном, Па;
 V_{T1} – объем напорного трубопровода насоса, м^3 ;
 E_1 – приведенный модуль объемной упругости рабочей жидкости для насосного трубопровода, Па;
 μ_1 и μ_2 – коэффициенты расхода золотника и клапана;
 d_0 , d_1 , d_2 и d_3 – диаметры клапана блокировки циркуляции, впускного золотника, выпускного и переливного клапанов соответственно, м;
 X – величина открытия клапана в режиме циркуляции жидкости на слив, м;
 x_0 , x_1 , x_2 и x_3 – перемещения соответствующих золотников и клапанов, м;
 ρ – плотность рабочей жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$;
 α – угол при вершине затвора клапана, рад.
Уравнение баланса расходов для узла II имеет вид

$$k_1\sqrt{p-p_1}-k_4\sqrt{p_1-p_u}-\frac{V_{T2}}{E_1}\frac{dp_1}{dt}=0, \quad (4)$$

причем

$$k_4=\mu_2\pi d_4x_4\sin\frac{\alpha}{2}\sqrt{\frac{2}{\rho}},$$

где k_4 – проводимость обратного клапана, $\text{м}^4/\text{с}/\text{Н}^{1/2}$;
 V_{T2} – объем в полости распределителя между впускным золотником и обратным клапаном, м^3 ;
 d_4 и x_4 – диаметр и перемещение обратного клапана, м.
Баланс расходов для узла III определяется по выражению

$$k_4\sqrt{p_1-p_u}-3\omega_u\left(\frac{dx_M}{dt}+\frac{dx_m}{dt}\right)-k_2\sqrt{p_u}-3\frac{V_u}{2E_2}\frac{dp_u}{dt}=0, \quad (5)$$

где x_M – координата штока (точка М) гидроцилиндра, м;
 x_m – координата корпуса (точка m) гидроцилиндра, м;
 V_u – объем гидроцилиндра, м^3 ;
 E_2 – приведенный модуль объемной упругости рабочей жидкости для гидроцилиндра, Па.

Комбайн с жаткой в режиме колебаний в продольно-вертикальной плоскости можно заменить эквивалентной трехмассовой системой, движение которой описывается дифференциальными уравнениями. Путем интегрирования указанных уравнений определяются обобщенные координаты z_1 и z_2 – вертикальные перемещения осей соответственно передних и задних колес комбайна.

Осевое перемещение штока гидроцилиндра x_M в точке подсоединения к жатке определяется из уравнения

$$M \frac{d^2 x_M}{dt^2} = 3\omega_{\text{и}} \delta p_{\text{и}} - \lambda_M \frac{dx_M}{dt} - (F_{\text{СТР}} - r \frac{dx_M}{dt}) \text{sign} \frac{dx_M}{dt} - F_d, \quad (6)$$

где $\delta p_{\text{и}}$ – отклонение величины давления в гидроцилиндре от равновесного значения, Па;

M – приведенная масса, кг;

$F_{\text{СТР}}$ – сила страгивания, Н;

r – коэффициент, характеризующий уменьшение силы трения при возрастании скорости, Н·с/м;

λ_M – параметр затухания, Н·с/м;

$\text{sign} \frac{dx_M}{dt} = \frac{dx_M}{dt} / \left| \frac{dx_M}{dt} \right|$ – функция Кронекера.

Для корпуса гидроцилиндра с учетом податливости его основания можно записать уравнение движения

$$m \frac{d^2 x_m}{dt^2} = \omega_{\text{и}} \delta p_{\text{и}} - c x_m - \lambda_m \frac{dx_m}{dt}, \quad (7)$$

где m – масса корпуса гидроцилиндра, кг;

λ_m – параметр затухания, Н·с/м.

Высота среза определяется по выражению

$$H_F = H_{F0} + K_{z_1 F} z_1 - K_{z_2 F} z_2 + K_{M F} x_M - Q_F, \quad (8)$$

причем

$$H_{F0} = K_{z_1 F} z_{10} - K_{z_2 F} z_{20},$$

где H_{F0} – начальная (заданная) высота среза, м;

$K_{z_1 F}$ и $K_{z_2 F}$ – коэффициенты передач от возмущений по перемещениям переднего и заднего мостов к точке F ;

$K_{M F}$ – коэффициент передачи по перемещению штока гидроцилиндра к точке F .

Величину ошибки копирования можно вычислить как разность

$$\delta H_F = H_F - H_{F0}. \quad (9)$$

Результирующее возмущение, приведенное в точку F (зона среза),

$$\sum H = K_{z_1 F} z_1 - K_{z_2 F} z_2 - Q_F. \quad (10)$$

Процесс нарастания тока в обмотке электромагнита постоянного тока описывается дифференциальным уравнением первого порядка

$$T_{\text{Э}} \frac{di}{dt} + i = \frac{U}{R}, \quad (11)$$

где $T_{\text{Э}}$ – постоянная времени изменения тока, с;

U – напряжение (управляющее воздействие), В;

R – сопротивление обмотки, Ом.

Решение уравнения (11) относительно тока имеет вид

$$i = \frac{U}{R}(1 - e^{-t/T_{\text{Э}}}). \quad (12)$$

Усилие, развиваемое электромагнитом,

$$F_{\text{Э}} = k_{\text{Э}} i, \quad (13)$$

где $k_{\text{Э}}$ – коэффициент преобразования, Н/А.

Перемещения клапана блокировки циркуляции рабочей жидкости, впускного золотника и выпускного клапана описываются дифференциальным уравнением

$$(m_i + m_{\text{я}}) \frac{d^2 x_i}{dt^2} = F_{\text{Э}} - \lambda \frac{dx_i}{dt} - c_i x_i - N_i, \quad (14)$$

где m_i и $m_{\text{я}}$ – массы соответствующего распределительного элемента и якоря электромагнита, кг;

λ – коэффициент вязкого трения, Н·с/м;

c_i и N_i – жесткость, Н/м и усилие предварительного поджатия возвратной пружины соответствующего распределительного элемента, Н.

Перемещение переливного клапана описывается дифференциальным уравнением

$$m_3 \frac{d^2 x_3}{dt^2} = \omega_3 p - \lambda \frac{dx_3}{dt} - c_3 x_3 - N_3, \quad (15)$$

где m_3 – масса клапана, кг;

c_3 и N_3 – соответственно жесткость, Н/м и усилие предварительного поджатия возвратной пружины, Н.

Уравнение, описывающее перемещение обратного клапана, имеет вид

$$m_4 \frac{d^2 x_4}{dt^2} = \omega_4 (p_1 - p_u) - \lambda \frac{dx_4}{dt} - c_4 x_4 - N_4, \quad (16)$$

где m_4 и ω_4 – соответственно масса, кг и активная площадь затвора, м²;

c_4 и N_4 – соответственно жесткость, Н/м и усилие предварительного поджатия возвратной пружины, Н.

Выходной сигнал датчика определяется выражением

$$U_{\text{Д}} = k_{\text{Д}} H_{\text{Ф}}, \quad (17)$$

где $k_{\text{Д}}$ – коэффициент передачи датчика, В/м.

Интегрирование вышеприведенных уравнений в среде программирования С++ позволяет определить изменение высоты среза $H_{\text{Ф}}$ жатки при наличии обратной связи в условиях свободных и вынужденных колебаний.

Математическое описание работы контура поперечного копирования проводится аналогично вышеприведенному.

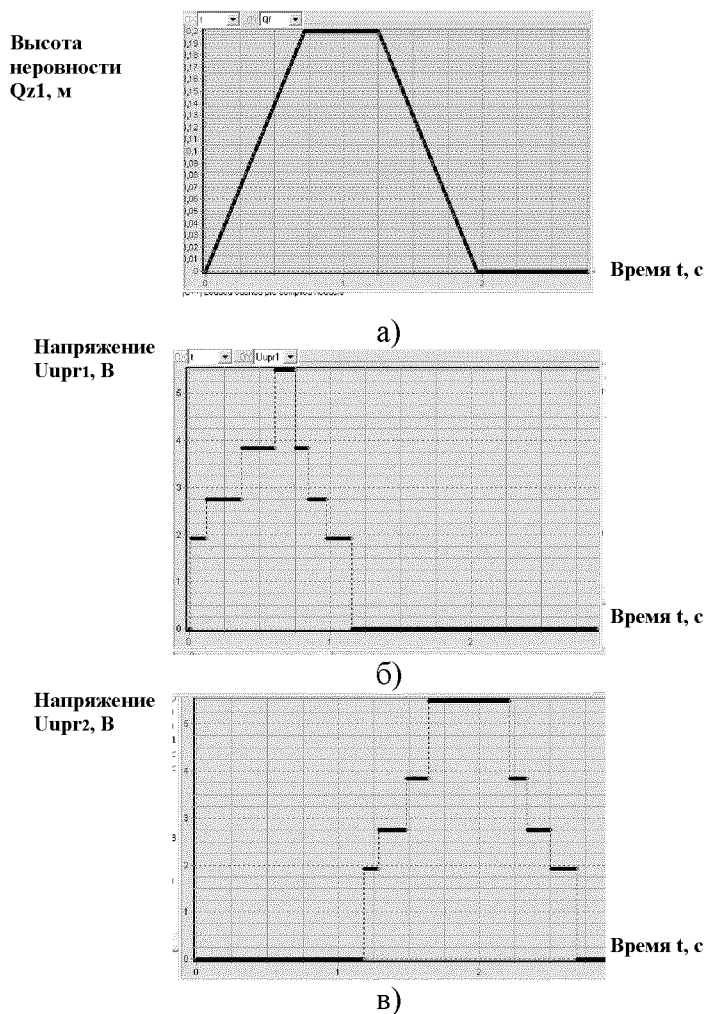
С использованием математической модели разработан алгоритм управления для системы автоматического копирования рельефа поля. Вследствие того, что управляющее воздействие в релейной системе по абсолютной величине всегда максимально, при определенных условиях можно получить оптимальный процесс,

характеризующийся минимальным временем установления и отсутствием перерегулирования.

Алгоритм управления при продольном копировании предусматривает использование следующих принципов: определение управляющего сигнала в виде Р-закона; формирование управляющего воздействия посредством четырехуровневого релейного напряжения с зоной нечувствительности и положительным гистерезисом.

Целью управления процессом поперечного копирования является минимизация разности выходных сигналов правого и левого датчиков положения жатки согласно алгоритму управления, который предусматривает: определение рассогласования в виде разности выходных сигналов датчиков со стороны левого и правого копиров и формирование управляющего сигнала согласно Р-закону; формирование управляющего воздействия релейного вида с зоной нечувствительности и положительным гистерезисом.

Реализации компьютерной модели с разработанным алгоритмом управления показывают высокое качество копирования выбранной неровности (рисунок 2).



а–профиль заданной неровности; б,в – напряжения на обмотках электромагнитов подъема и опускания соответственно

Рисунок 2 – Реализации компьютерной модели контура продольного копирования при наезде датчиками на неровность с профилем в виде трапеции (скорость движения комбайна 2 км/ч)

Использование метода компьютерного моделирования позволяет определить параметры алгоритма управления, провести оценку устойчивости и качества

копирования рельефа поля. Это дает возможность создать с наименьшими затратами систему автоматического копирования рельефа поверхности для мобильных машин, соответствующую по совокупности конструкционных и эксплуатационных показателей более высокому техническому уровню.

Список литературы

1. Алферов С.А., Калошин А.И., Угаров А.Д. Как работает зерноуборочный комбайн.- М.: Машиностроение, 1981. – 190 с.
2. Тарасик В.П. Математическое моделирование технических систем: Учебник для вузов. – Мн.: ДизайнПРО, 1997. – 640 с.

Е. Строк, Л. Бельчик

Розробка алгоритму управління навісним пристроєм зернозбирального комбайна із використанням математичного моделювання

В статті розглянуті питання комп'ютерного моделювання системи автоматичного копіювання рельєфу поля з метою розробки її алгоритму управління. Одержані параметри алгоритму дозволяють створити систему автоматичного копіювання рельєфу поверхні поля, яка відповідає конструктивним та експлуатаційним показникам високого технічного рівня.

E. Strok, L. Belchik

Developing the control algorithm of the grain harvester hitch using mathematical modeling

The article considers issues of computer simulation of a system for automatic copying the field relief to develop its control algorithm. These algorithm options allow to create a field relief automatic control system, which corresponds to the high technical level design and performance characteristics.

Получено 12.09.09

Вплив завантаження дизельного двигуна на паливну економічність трактора

Досліджено використання потужності дизельного двигуна під час виконання трактором сільськогосподарських операцій, зміну коефіцієнта завантаження і вплив завантаження на паливну економічність двигуна. Представлені існуючі та можливі способи підвищення коефіцієнта завантаження і теоретично обгрунтовано один з найперспективніших способів підвищення рівня завантаження при постійній частоті обертання колінчастого вала двигуна.

дизельний двигун, потужність, завантаження, паливна економічність, частота обертання колінчастого вала

Як показує практика експлуатації, дизельні двигуни продовжують залишатися основними джерелами механічної енергії, що працюють в різних кліматичних зонах не лише нашої країни але й за кордоном. Тривалий час експлуатація дизельних двигунів здійснюється на неусталених режимах, які характеризуються перехідними процесами пуску, зміни навантаження і частоти обертання колінчастого вала. В умовах експлуатації на усталених і неусталених режимах ефективність роботи дизельних двигунів визначається показниками потужності і паливної економічності, яка зменшується на неусталених режимах.

Для підвищення ефективності роботи машинно-тракторного парку необхідно прагнути до того, щоб середнє експлуатаційне завантаження автотракторного дизельного двигуна було по можливості вище, при цьому питома витрата палива наближається до мінімального значення.

Досліди показують, що продуктивність машинно-тракторного агрегату в значній мірі залежить від характеру зміни навантаження і протікання характеристики двигуна [1].

Вирішальний вплив на продуктивність W_T і паливну економічність Q_T тракторів робить потужність двигуна N_e , питома витрата пального g_e і коректорний коефіцієнт запасу крутного моменту K_3 (або коефіцієнт пристосованості K_m) [1, 2].

Дослідження проведені провідними вченими Долгановим К. Є., Гутаревичем Ю. Ф., Головчуком А. Ф., Каньковським І. Є., Водяником І. І., Миронюком С. К. [2, 3, 4] та іншими показують значне підвищення експлуатаційної витрати палива при роботі дизельного двигуна на неповному завантаженні. Дослідження академіка Болтінського В. М. [5] показали, що використання потужності дизельного двигуна трактора при виконанні різних сільськогосподарських робіт складає приблизно 60 — 95%, причому ця величина має тенденцію до пониження. Так, за даними НАПІ, середнє експлуатаційне завантаження двигунів енергонасичених тракторів не перевищує, як правило, 50%, а найбільша частка енерговитрат припадає на транспортні та інші малоенергоємні роботи (табл. 1) [2, 6].

З аналізу даних таблиці 1 видно, що найбільша частка робіт припадає на транспортні роботи. Це також підтверджено іншими дослідженнями, причому встановлено, що частка використання тракторів на транспортних роботах невпинно

зростає і на даний час на внутрішньогосподарські перевезення припадає від 60% до 75% [4].

Таблиця 1 - Залежність витрат пального від середніх завантажень двигунів енергонасичених тракторів при виконанні сільськогосподарських операцій

Операція	Середньорічне завантаження двигуна, %	Частка пального на операцію у річній витраті, %
Снігозатримання	35/60	0.3/1.25
Лущення	0/53	0/0.65
Дискування	0/57	0/1
Оранка	73/60	0.88/27.8
Культивація	70/57	2.45/8.35
Боронування	60/52	10.7/12.45
Обприскування	37/42	0.47/0.15
Сівба зернових	40/46	3.6/2.75
Прикочування	40/60	0.3/2.75
Внесення мінеральних добрив	42/53	1.2/0.12
Косіння трав	31/23	2.39/0.9
Збирання і складання силосної маси	35/45	2.25/1.27
Транспортні роботи	35	49.2/13.6
Інші роботи	32/39	4.7/7.32

Примітка. У чисельнику - для колісних тракторів класу 1.4, у знаменнику - для гусеничних тракторів класу 3.

При такому завантаженні питома витрата дизельного палива двигуном значно вища, ніж при номінальному завантаженні. Крім того переважна більшість технологічних операцій сільськогосподарського виробництва виконуються машинно-тракторними агрегатами в умовах неповних і перемінних навантажень, що обумовлює коливання величини відбору потужності з боку споживачів і створює постійний дисбаланс з тією потужністю, яку розвиває двигун. Все це призводить до безперервних коливань частоти обертання колінчастого вала двигуна, пониження його середньої експлуатаційної потужності на 20...30% і на 20-25% збільшує перевитрату палива, а також погіршує якість виконання технологічних процесів машинами і агрегатами, які приводяться в дію від вала відбору потужності [7].

В зв'язку з вище викладеним, виникає необхідність пошуку шляхів підвищення завантаженості дизельного двигуна при виконанні тракторами сільськогосподарських операцій задля підвищення паливної економічності.

Метою даної статті є дослідження впливу завантаження дизельного двигуна при виконанні трактором різних сільськогосподарських операцій у складі з тягово-приводними агрегатами на паливну економічність і представити перспективні способи підвищення коефіцієнта завантаження двигуна.

Професор Водяник І. І. запропонував формулу, що характеризує залежність питомої витрати палива від рівня завантаження дизельного двигуна [8].

$$g_e = \left(1 + \alpha_G \frac{1 - \xi_{Ne}}{\xi_{Ne}} \right) g_{en}, \quad (1)$$

де g_e — питома витрата палива, г/(кВт год);

g_{en} — номінальна питома витрата палива, г/(кВт год);

α_G — емпіричний коефіцієнт, відношення годинної витрати палива двигуном на холостому ході до годинної витрати палива при максимальній потужності. Згідно експериментальних даних $\alpha_G = 0,25-0,30$;

ξ_{N_e} — коефіцієнт експлуатаційного завантаження двигуна на робочому режимі.

Коефіцієнт експлуатаційного завантаження дизельного двигуна на робочому режимі визначається за формулою [9].

$$\xi_{N_e} = \frac{N_k}{N_e}, \quad (2)$$

де, N_k - потужність двигуна, яка реалізується на виконання корисної роботи, кВт;

N_e - потужність, яку розвиває двигун при заданому режимі роботи, кВт.

Таким чином, підвищення коефіцієнта експлуатаційного завантаження дизельного двигуна під час виконання трактором сільськогосподарських операцій можливе при підвищенні потужності N_k або пониженні потужності N_e .

Потужність, яку розвиває двигун при заданому режимі роботи розраховується за формулою [8].

$$N_e = \frac{\alpha g_u V_h i n}{30\tau}, \quad (3)$$

де g_u — циклова подача палива, г/цикл;

V_h — робочий об'єм циліндра, м³;

i — кількість циліндрів;

n — частота обертання колінчастого вала, хв⁻¹;

τ — коефіцієнт тактності (кількість ходів поршня за один цикл);

α - коефіцієнт пропорційності при цикловій подачі палива.

$$\alpha = \frac{Q_n \eta_i \eta_m}{10^3 V_h}, \quad (4)$$

де Q_n робоча теплопровідність дизельного палива, МДж/кг;

η_i , η_m - відповідно індикаторний і механічний коефіцієнт корисної дії.

Об'єднуючи постійні параметри через c , одержимо

$$N_e = c g_u i n. \quad (5)$$

Очевидно, максимальну потужність можна зменшити з метою підвищення завантаження дизельного двигуна шляхом зменшення циклової подачі палива, відключенням частини циліндрів (зменшенням i) і зниженням частоти обертання колінчастого вала.

Потужність двигуна, яка реалізується на виконання корисної роботи у складі тягово-приводних машин, має вигляд [8].

$$N_k = \frac{0,377 R b n r_k}{i_{mp} \eta_m} + N_{BPI}, \quad (6)$$

де R – питомий опір на одиницю ширини захвату сільськогосподарської машини, кН/м;

b – теоретична ширина захвату сільськогосподарської машини, м;

n – частота обертання колінчастого вала двигуна, хв^{-1} ;

r_k – радіус ведучого колеса, м;

i_{mp} – передаточне число трансмісії на ввімкненій передачі;

η_m – тяговий коефіцієнт корисної дії, що враховує втрати потужності двигуна в трансмісії;

N_{BPI} – потужність, яка знімається з вала відбору потужності для приводу робочих органів сільськогосподарських машин, кВт.

Для збільшення потужності N_k , яка реалізується на корисну роботу, необхідно на стадії комплектування, шляхом збільшення питомого опору або ширини захвату сільськогосподарської машини забезпечити оптимальне завантаження дизельного двигуна, але не завжди цього можна добитися лише шляхом раціонального комплектування. Можна також зменшити передаточне числа трансмісії, тобто перейти на нижчу передачу, або збільшити частоту обертання колінчастого вала, але у цьому випадку можуть порушитися агротехнічні вимоги до виконання тієї чи іншої операції.

На більшості вітчизняних дизельних двигунах перехід на режим пониженої потужності здійснюється шляхом ручного переведення роботи двигуна на часткові швидкісні режими з пониженою частотою обертання колінчастого вала. Проте, на часткових швидкісних режимах збільшується степінь нерівномірності системи автоматичного регулювання частоти, що призводить до збільшення перевитрати палива і погіршення якості виконання технологічних процесів. Крім того, порівняння формул (3) і (6) показує, що регулювання потужності шляхом зміни частоти обертання колінчастого вала практично не впливає на коефіцієнт завантаження.

Тому просто необхідно задля підвищення коефіцієнта завантаженості дизельного тракторного двигуна застосувати метод зміни потужності при постійній частоті обертання колінчастого вала.

Серійна система автоматичного регулювання частоти обертання колінчастого вала з відцентровим всережимним регулятором і механізмом настройки швидкісного режиму забезпечує переміщенням рейки паливного насоса високого тиску, зміну циклової подачі палива, при якій формується регуляторна гілка швидкісної характеристики з перемінними крутним моментом і частотою обертання колінчастого вала. Для деформації регуляторної гілки при постійній частоті обертання і забезпечення максимальної ефективної потужності необхідна корекція циклової подачі палива на часткових режимах шляхом відповідного змінювання ходу рейки паливного насоса високого тиску. Тому зміну закону циклової подачі палива можна здійснити залученням додаткового коректуючого механізму з можливістю безступеневого змінювання передаточного відношення від відцентрового всережимного регулятора до рейки паливного насоса високого тиску [7]. На кафедрі тракторів, автомобілів та енергетичних засобів Подільського державного аграрно-технічного університету розроблено автоматичний коректуючий механізм, який дає можливість змінювати (зменшувати) ефективну потужність дизельного двигуна від 100% до 50% номінальної потужності двигуна, при цьому частота обертання колінчастого вала залишається

постійною, а питома витрата палива на рівні номінального значення, що призводить до значної економії дизельного палива, ціна на яке постійно зростає.

Таким чином, підвищувати завантаження дизельного двигуна за рахунок автоматичного корегуючого механізму з можливістю безступеневого змінювання передаточного відношення від всережимного відцентрового регулятора до рейки паливного насоса високого тиску, при постійній частоті обертання колінчастого вала призведе до підвищення паливної економічності, а також до зменшення шкідливих викидів разом з вихлопними газами.

Список літератури

1. Эксплуатация машинно-тракторного парка. Бондаренко Н.Г. - 2-е изд., доп. и перераб. - К.: Вища школа. Головное изд-во, 1984. - 232 с.
2. Водяник І.І. Експлуатаційні властивості тракторів і автомобілів. - К.: Урожай. 1994. - 224 с.
3. Долганов К.Е., Каньковский Н.Е., Романюк В.И., Головчук А.Ф. Однорежимно-всережимный регулятор частоты вращения для тракторного дизеля// Механизация и электрификация сельского хозяйства. - 1985. - №8. - С. 11-15.
4. Миронюк С.К. Использование транспорта в сельском хозяйстве. - М.: Колос, 1982. - 287 с.
5. Болтинский В.Н. Теория, конструкция и расчет тракторных и автомобильных двигателей. - М.: Издательство сельскохозяйственной литературы, журналов и плакатов, 1962. - 391 с.
6. В.І. Дуганець, В.В. Майсус, О.В. Думанський. Підвищення завантаження дизельного двигуна за допомогою удосконаленого автоматичного регулятора. / Збірник наукових праць Подільського державного аграрно-технічного університету. Вип. №15, 2007. - С. 504 - 506.
7. А.М. Божок, В.В. Майсус. Можливості і способи регулювання потужності дизеля машинно-тракторного агрегату. / Збірник наукових праць Подільського державного аграрно-технічного університету. Вип. №15, 2007. - С. 489 - 493.
8. Водяник І.І. Шляхи збільшення завантаження двигунів з метою підвищення паливної економічності тракторів / Наукові праці Кам'янець-Подільського державного університету. Вип.. 3, том 1, 2004, - С. 218 - 220.
9. Николаенко А.В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей. - М.: Колос, 1984. - 335 с.

О. Думанский

Влияние загрузки дизельного двигателя на топливную экономичность трактора

Исследовано использования мощности дизельного двигателя во время выполнения трактором некоторых сельскохозяйственных операций, а также изменения коэффициента загрузки и влияние загрузки на топливную экономичность двигателя. Представлены существующие и возможные способы повышения коэффициента загрузки и теоретически обосновано один с самых перспективных способов повышения уровня загрузки при постоянной частоте вращения коленчатого вала двигателя.

O. Dumanskiy

Influence of load of diesel engine on the fuel economy of tractor

Is investigated uses of capacity of the diesel engine during performance by a tractor of some agricultural operations, and also change of factor of loading and influence of loading on fuel profitability of the engine. The existing and possible ways of increase of factor of loading are submitted and theoretically one is reasonable from perspective ways of increase of a level of loading at constant frequency of rotation of the shaft of the engine.

Одержано 18.09.09

**В.В. Аулін, проф., канд. фіз.-мат. наук, С. В. Лисенко доц., канд. тех. наук,
О. В. Кузик, аспірант.**

Кіровоградський національний технічний університет

Дослідження властивостей моторної оливи в процесі експлуатації дизелів

В статті дано комплекс показників, що характеризують зміну експлуатаційних властивостей моторної оливи в часі, наведено результати їх експериментального визначення.

моторна олива, термоокиснення, коефіцієнт поглинання світлового потоку, летючість оливи, коефіцієнт теплових перетворень

В процесі експлуатації дизелів транспортних засобів та мобільної сільськогосподарської техніки не враховуються зміни властивостей і якості змащувальних олив. У існуючій системі планово-запобіжних робіт передбачений контроль ресурсу змащувальних олив по напрацюванню в мото-годинах і пробігу в кілометрах пройденого шляху, що об'єктивно не може враховувати фактичний стан олив, технічний стан вузлів тертя, системи фільтрації, режими і умови експлуатації техніки. Тому ця система, разом зі своєю простотою, не повною мірою направлена на підвищення ефективного використання вживаних олив [1].

Змащувальні оливи, оптимально підібрані для вирішення конкретного технічного завдання, можуть дати значний ефект за рахунок економії енергії, зниження зносу, витрат на технічне обслуговування і ремонт, збільшення терміну служби машин і устаткування, і, нарешті, вони можуть бути раціональним засобом вирішення актуальних проблем екології і охорони навколишнього середовища[2].

На підставі вище викладеного розробка засобів і методів контролю стану змащувальних олив і процесів, що протікають на фрикційних контактах, а також обґрунтування критеріїв їх оцінки є задачею, що вимагає вирішення.

Оливи як елемент трибосистеми, в процесі експлуатації змінюють свої властивості, тому встановлення для них ресурсу і розробка засобів контролю є важливою проблемою. При визначенні ресурсу змащувальних олив важливим є пошук і обґрунтування критерію оцінки механізму їх старіння. До цих пір відсутні науково-обґрунтовані критерії оцінки ресурсу олив з урахуванням змін технічного стану експлуатованих машин і механізмів. Зниження експлуатаційних властивостей змащувальних олив визначається багатьма чинниками: процеси окислення її базової основи, витрата і деструкція функціональних присадок, вплив на ці процеси умов і режимів роботи техніки, її технічний стан, матеріали трибосполучень, продукти окиснення і домішок, що потрапляють ззовні. Внаслідок цього підхід до рішення цієї проблеми повинен бути комплексним.

Метою даної роботи є комплексний підхід до дослідження властивостей працюючих моторних олив з виявленням основних змін їх характеристик, властивостей та процесів.

Щоб встановити закономірності основних процесів, що протікають в

трибосистемах необхідно провести комплексний підхід до дослідження процесів і властивостей в оливах (рис. 1).



Рисунок 1 – Схема комплексного підходу дослідження процесів в моторних оливах

Основними процесами є термоокислювальні, на які суттєвий вплив мають матеріали деталей трибосполучень, доливи оливи, вміст доливів і присадок. В оливі під час її експлуатації розвивається і механо-хімічні процеси, які обумовлюють протизносні властивості трибоелементів. На увагу заслуговують процеси самоорганізації при граничному терті ковзання та при усталеній температурі оливи.

Результати досліджень властивостей і процесів оливи дають можливість побудувати фізичну і математичну моделі термоокиснення та фізичну модель самоорганізації моторної оливи (рис. 2)

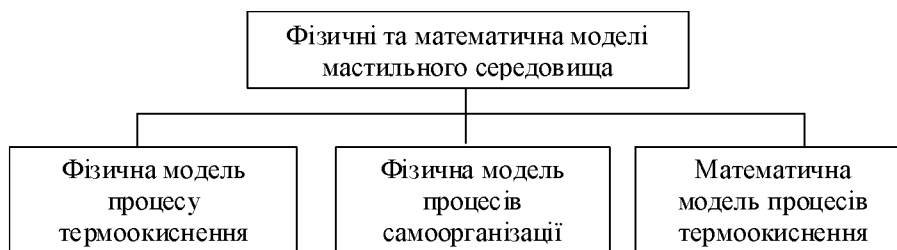


Рисунок 2 – Фізичні та математичні моделі моторної оливи

Зазначені моделі дають можливість виробити рекомендації оптимального чи раціонального вибору мастильних матеріалів на стадії проектування і експлуатації основних сполучень дизелів, підтриманні оптимальних режимів тертя, оцінки граничного стану та протизносних властивостей мастильного матеріалів. а також розробити технологію класифікації та ідентифікації моторних оливи.

Оцінка термоокислювальних процесів при статичному і циклічному температурному навантаженні в заданих температурних діапазонах, впливи експлуатаційних чинників на ресурс змащувальних оливи і дослідження протизносних властивостей товарних і працюючих оливи проводили за допомогою прискорених випробувань оливи із застосуванням фотометрування.

Механохімічні процеси на фрикційних контактах досліджували шляхом пропускання постійного струму (100 мкА) від стабілізованого джерела напруги (3 В).

Зміну величину струму записували на комп'ютері за допомогою перетворювача ТР 101 і визначали тривалість формування площі контакту і початку утворення захисних граничних шарів.

Сумісність і пристосування елементів трибосистем до механічних, теплових і хімічних дій досліджували активністю механохімічних процесів, що протікають при граничному терті. Змащувальну здатність оливи оцінювали відношенням струму, що протікає через фрикційний контакт, до струму заданому при статичному положенні випробовуваних сполучень, тобто за коефіцієнтом електропровідності фрикційного контакту K_e :

$$K_e = \frac{J_{\text{ф.к}}}{J_o}, \quad (1)$$

де $J_{\text{ф.к}}$ – струм, що протікає через фрикційний контакт; J_o – заданий струм, при статичному контакті трибосполучення.

Коефіцієнт K_e є критерієм оцінки інтенсивності протікання механохімічних процесів. Величина цього коефіцієнту залежить від схильності матеріалів трибосполучення спільно із змащувальною оливою утворювати захисні граничні шари, електропровідність яких залежить від структури граничного шару і ступеня окиснення змащувальної оливи. По динаміці зміни струму, що протікає через фрикційний контакт, можна оцінити час формування захисних граничних шарів, їх руйнування і відновлення.

Час зниження коефіцієнта K_e характеризує період, протягом якого утворюється захисний граничний шар, а величина стабілізації коефіцієнта K_e характеризує рівень сумісності матеріалів пари тертя між собою і із змащувальною оливою.

Термоокислювальні процеси, що протікають в моторних оливах досліджували по залежностях коефіцієнтів поглинання світлового потоку ΔK_n , летючості ΔK_G , відносній в'язкості K_μ від часу та статичній і циклічно змінній температурах.

Летючість оливи оцінювали коефіцієнтом відносної летючості за виразом:

$$K_G = \frac{m_{\text{и}}}{m_o}, \quad (2)$$

де $m_{\text{и}}$ і m_o – маса пробі оливи, що випарувалася і залишилася.

Вплив продуктів окислення на в'язкісні властивості масел оцінювали коефіцієнтом відносної в'язкості K_μ , визначуваним виразом:

$$K_\mu = \frac{\mu_0}{\mu_{\text{вих}}}, \quad (3)$$

де μ_0 і $\mu_{\text{вих}}$ – відповідно в'язкість окисленого і товарного оливи.

В якості критерію оцінки протизносних властивостей Π взято співвідношення концентрації нерозчинних продуктів окислення до площі плями зносу:

$$\Pi = \frac{K_{\text{пн}}}{S_{\text{п}}}, \quad (4)$$

де $K_{\text{пн}}$ – концентрація нерозчинних продуктів окислення; $S_{\text{п}}$ – площа плями зносу, мм^2 , що дозволяє обґрунтувати граничний стан змащувальних оливи, визначити продуктивність системи фільтрації і залишковий ресурс.

Щільність нерозчинних продуктів старіння на фактичній площі контакту вважається показником працездатності змащувальних оливи, що дозволяє обґрунтувати

граничну концентрацію нерозчинних продуктів старіння і встановити терміни зміни оливи.

В якості критерію оцінки впливу поглиненої теплоти на термоокислювальні процеси використано коефіцієнт теплових перетворень, E_{π} , що враховує зміну коефіцієнтів поглинання світлового потоку K_{π} і летючості K_G :

$$E_{\pi} = K_{\pi} + K_G. \quad (5)$$

Виявлено, що зміна струму, що протікає через фрикційний контакт має три характерні області (рис. 3).

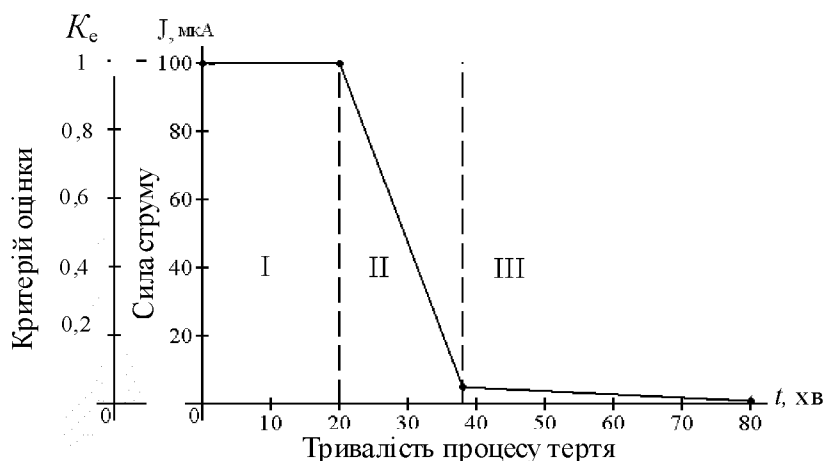


Рисунок 3 – Формування фрикційного контакту і захисних граничних шарів при терті ковзанні в трибосполученні з мастильним середовищем

Область I, де струм рівний заданому (100 мкА), характеризує наявність металевого контакту між трибоелементами. У цей період відбувається пластична

деформація матеріалів за рахунок адгезійного зношування. Тривалість цієї області залежить від механічних властивостей матеріалів трибоелементів і властивостей змащувальних оливи до формування захисних граничних шарів.

Область II характеризується зменшенням струму і його стабілізацією. У цей період на поверхні тертя утворюються захисні шари, як результат адсорбції молекул оливи або хімічної взаємодії металу з продуктами окиснення. Тривалість цієї області залежить від протизносних властивостей змащувальної оливи. У цей період пластична деформація переходить в пружну.

Область III характеризує стає зношування, при якому відбувається формування і руйнування захисних граничних шарів.

Зміна термоокислювальних процесів, що протікають в моторній оливі в часі від температури наведено на рис 4.

Встановлено, що процес термоокислення змащувальних оливи характеризується тристадійністю: на першій стадії утворюються початкові (розчинні) продукти окислення (область I), на другій – проміжні продукти окислення (область II) і на третій – кінцеві продукти окислення (область III). Тристадійність процесу підтверджується результатами додаткових досліджень із застосуванням центрифугування окислених проб оливи. Утворення гелевидного осаду відбувається в незначному ступені в другій стадії і в значно більшому ступені в третьому.

Виявлено вплив температури на термоокислювальні процеси: з підвищенням температури зростають швидкості термоокислювальних реакцій, в наслідок цього

скорочується час і зростає інтенсивність утворення розчинних, проміжних і кінцевих продуктів окислення.

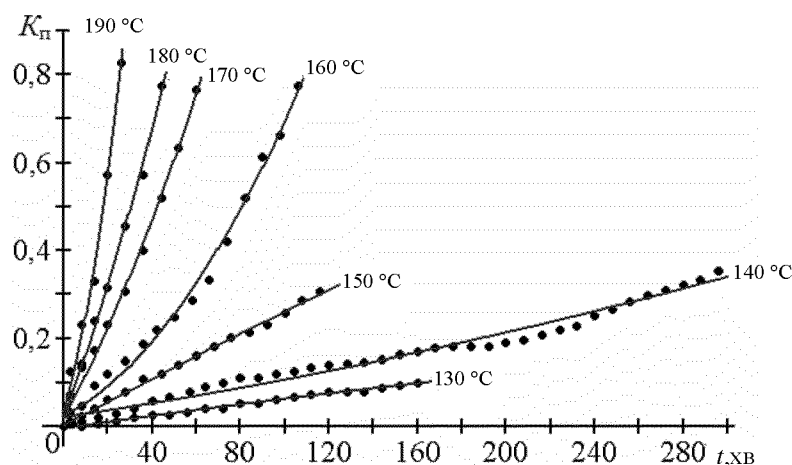


Рисунок 4 – Залежність коефіцієнта поглинання світлового потоку від часу і температури випробування моторної оливи М-10-Г_{2К}

Вивчено процес перерозподілу теплоти, що надходить до змащувальної оливи, між швидкістю утворення продуктів окислення і випаровуванням частини змащувального матеріалу (летючість). Процес перерозподілу поглиненої теплоти досліджувався за змінами приростів коефіцієнта поглинання світлового потоку ΔK_p , та летючості ΔK_G .

Порівнюючи цикли змін приростів коефіцієнтів ΔK_p і ΔK_G від часу випробування встановлені періоди їх синхронної і несинхронної зміни, що підтверджує наявність явища перерозподілу теплоти на окислювальні процеси, з утворенням

більшою мірою продуктів окислення, або збільшення показників летючості.

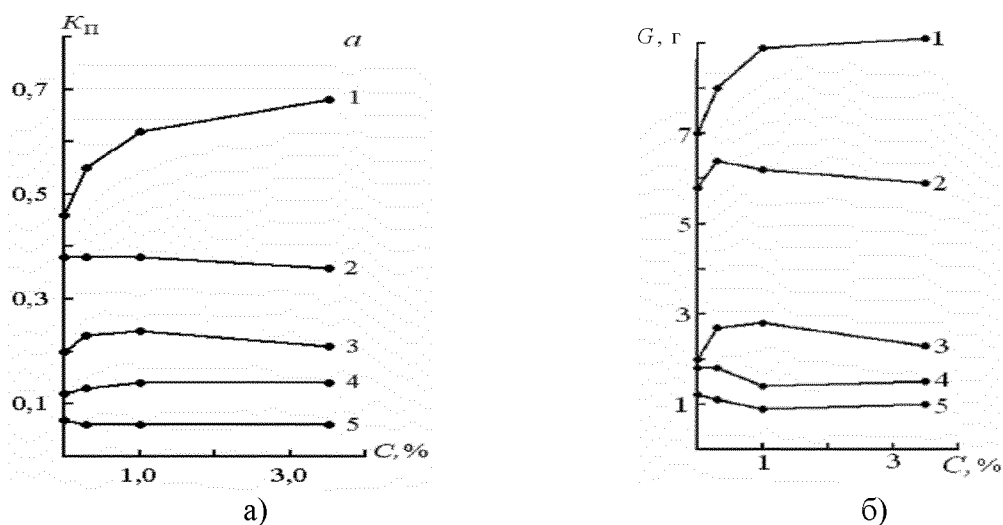
Основними експлуатаційними факторами що впливають на ресурс змащувальних оливи є: доливи змащувальних оливи, суміші мінеральних з синтетичними оливами, вплив вуглецевих і підшипникових сталей на термоокислювальні процеси.

На основі проведених досліджень впливу доливів на процеси теплової енергії продуктами окислення і випаровування при випробуванні моторних оливи різних базових основ встановлено:

- доливи оливи в процесі випробування мінеральних і частково синтетичних оливи уповільнюють процеси окислення, а для синтетичних вони їх прискорюють;
- величина доливів залежить від температури випробування і не мають чіткої залежності з нею.

Кількісна і якісна оцінка впливу сталей на термоокислювальні процеси має важливе значення в дослідженні процесів самоорганізації трибосистем в частині розуміння механізму захоплення поверхонь тертя і формування захисних граничних шарів. З цією метою проведені дослідження впливу вуглецевих і підшипникових сталей, чавунів СЧ-18, СЧ-20 на термоокислювальні процеси моторних оливи.

Вплив вмісту вуглецю в сталі на термоокислювальні процеси представлений залежністю коефіцієнта поглинання світлового потоку після 20 год випробування (рис.5).



1 – 180 °C; 2 – 170 °C; 3 – 160 °C; 4 – 150 °C; 5 – 140 °C

Рисунок 5 – Залежність коефіцієнта поглинання світлового потоку K_{Π} (а) і летючість G (б) від вмісту вуглецю в сталі і температури випробування мінеральної моторної оливи М-10-Г_{2К}

Встановлено, що при температурах випробування 140°C і 150°C (крива 4,5) вміст вуглецю в сталях і чавуні практично не здійснює впливу на окислювальні процеси, при температурах 160°C і 170°C (криві 2 і 3) уповільнюють окислювальні процеси.

Таким чином, в якості комплексного дослідження моторної оливи взято параметри оцінки запропоновані коефіцієнти поглинання світлового потоку, відносній в'язкості, летючості, температури початку окислення і випаровування, потенційного ресурсу, швидкості термоокислення, інтенсивності накопичення продуктів окислення, диспергуючі і миючі властивості і приведені результати деяких з них.

Виявлено, що застосування запропонованих показників і засобів контролю дозволяє визначити концентрацію загальних, розчинених і нерозчинених продуктів окислення і старіння змащувальних олив, стан елементів, що фільтрують, і циліндропоршневої групи двигунів внутрішнього згорання, відпрацьований ресурс змащувальних олив і прогнозувати залишковий.

Список літератури

1. Говорущенко Н. Я. Техническая эксплуатация автомобилей / Говорущенко Н. Я. – Харьков: Вища школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1984. – 312 с.
2. Розенберг Ю. А. Влияние смазочных масел на надежность и долговечность машин / Розенберг Ю. А. – М.: Машиностроение, 1970. – 315 с.
3. Безбородов, Ю.Н. Термоокислительная стабильность смеси минерального и синтетического масел В.В. Хомайко, Ю.Н. Безбородов, Б.И. Ковальский и др. // Вестник КрасГАУ: Вып. 13 – Красноярск, 2006. – С. 286-292.
4. Безбородов, Ю.Н. Методы оценки эксплуатационных свойств смазочных материалов / Б.И. Ковальский, Ю.Н. Безбородов, М.А. Шунькина и др. // Учебное пособие. Красноярск, ИПЦ КГТУ, 2004. – 240 с.

Исследование свойств моторного масла в процессе эксплуатации дизелей

В статье дан комплекс показателей, что характеризуют изменение эксплуатационных свойств моторного масла во времени, приведены результаты их экспериментального определения.

V. Aulin, S. Lysenko, O. Kuzuk

Research of properties of motor butter is in process exploitation of diesels

The complex of indexes is given in the article, that характеризуют time-history of operating properties of agile olive is, results are resulted them экспериментального determination.

Одержано 18.09.09

Дослідження мікрогеометрії поверхонь тертя деталей фрактальним методом

В статті мікрогеометрію поверхонь деталей, зміцнених та модифікованих сучасними технологіями, запропоновано досліджувати за допомогою фракталів. Показано, що механічні і сучасні методи обробки робочої поверхні деталей створюють принципово різні елементи топографії. **мікрогеометрія, зміцнення, модифікування, фрактальний метод, шорсткість, фрактали, фізико-хімічні методи обробки**

Створення робочих поверхонь з властивостями, необхідними для стабільного функціонування деталей та їх сполучень в процесі експлуатації є нагальною необхідністю технологічного управління якістю їх поверхонь.

При виготовленні відповідальних деталей, що працюють в умовах високих навантажень і підвищених температур, необхідно дотримуватись заданих параметрів якості поверхневого шару, таких як шорсткість поверхні, глибина і ступінь наклепування, залишкові напруження.

Якість поверхні традиційно характеризується шорсткістю (середнім арифметичним відхиленням профілю R_a , максимальною висотою нерівностей R_{max} , середнім кроком нерівностей профілю S_m і т.п.) і фізико-механічними властивостями поверхневого шару [1].

Шорсткість є одним з найбільш інформативних показників, що характеризують нормальний режим роботи сполучень деталей. Від шорсткості поверхні залежать величина сили тертя та зносостійкість рухомих трибосполучень деталей.

Шорсткість поверхні розглядається як статичний об'єкт, що реагує на фізичний процес її обробки, тобто результат впливу на оброблюваній поверхні, закріплений елементами мікрогеометрії, апроксимованими простими геометричними тілами – сферами, конусами, циліндрами і т.п. При цьому вплив на шорсткість оцінюється тільки через деякі технологічні параметри режиму обробки.

Разом з тим, не маючи методики оцінки топографічних властивостей поверхні деталі і її геометричних характеристик, що адекватно відображають реальні процеси формування поверхневого рельєфу, неможливо з достатньою достовірністю передбачити поведінку цієї поверхні в процесі експлуатації деталі.

Зазначене обумовлює розробку нових підходів в оцінці шорсткості поверхні (принаймні, відносно певної групи поверхонь). Одним з можливих напрямів такого підходу є використання теорії фракталів. В якості оцінного кількісного параметру може слугувати фрактальна (дробова) розмірність D і фрактальні сигнатури [2]. Такий підхід дозволить внести до оцінки шорсткості поверхні властивість універсальності.

Метою даної роботи є аналіз різноманітності елементів топографії робочої поверхні деталі, одержаної в процесі її зміцнення і модифікування та використання теорії фракталів в оцінці шорсткості поверхні.




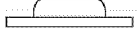


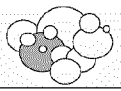



Елементи топографії поверхонь деталей та їх фрактальне уявлення. Інтенсивний розвиток методів обробки концентрованими потоками енергії (КПЕ)

(лазерною, плазмовою, електроерозійною та ін.), а також нанотехнологій (хімічна збірка, золь-гель процеси, парофазне осадження металів, атомно-шарова епітаксія та ін.) обумовлює виникнення певних ускладнень в описі і оцінці шорсткості робочих поверхонь деталей профільним методом. Форма елементів шорсткості, їх розподіл на оброблюваній поверхні суттєво відрізняються від традиційного уявлення про них, сформованого при процесах механічної обробки, як про періодичне чергування "виступів" і "западин", що описуються в межах евклідової геометрії.

Аналогічну форму мають мікроелементи поверхні, на яку впливали інтенсивними потоками енергії різної природи, високим тиском, високошвидкісними газовими середовищами, комбінаціями механічних, ультразвукових та інших коливань. Розподіл цих елементів на оброблюваній поверхні не носить періодичного характеру і має різну щільність імовірності розподілу. У таких випадках дуже важко або зовсім неможливим є використання для опису шорсткості поверхні класичних геометричних параметрів, а для оцінки топографічних властивостей поверхні – кривої опорної поверхні Аббота-Файерстоуна [1].

При обробці поверхні КПЕ виявлено, що найбільш повторювальними елементами топографії є елементи відображені в таблиці 1.

Таблиця 1 - Різноманітність елементів топографії робочої поверхні деталі

Назва	Види елементів мікрорельєфу
Грибоподібний	
Т-подібний	
Списи	
Сплети	
Ботіроїдальні	
Лунки	
Глобули	
Віспери	
Гребені	
Муар	

Для ідеальної фрактальної шорсткої поверхні передбачається наявність нерівностей всіх масштабів. У випадку моделі з фрактальними висотами нерівностей слід враховувати її недиференційованість. При цьому виключаються поняття нормалі до фронту розсіяваної хвилі, променевої траєкторії і ефектів геометричної оптики, а для моделі з фрактальними нахилами нерівностей допускається існування тільки першої похідної. Тому для фрактального рельєфу нахили, кривизна і розподіл екстремумів не є істотними властивостями поверхонь.

Новітні технології при впливі ззовні на всю оброблювану поверхню груповими процесами, які її трансформують, створюють кластерні структури [4]. Такі

перетворення топографії поверхні потребують нових підходів в прогнозуванні властивостей кластерних утворень та їх кількісних параметричних оцінок, що базуються на синергетиці.

Успішно застосовують теорію фракталів в матеріалознавстві для розв'язання задач, пов'язаних з отриманням матеріалів із заданими властивостями. При цьому характерним є те, що теорія фракталів органічно об'єднана з уявленнями про синергетику, як теорію самоорганізуючих структур. Теорію фракталів можна використати для кількісного опису дисипативних структур, що формуються в умовах, далеких від врівноважених станів. Зазначений підхід дозволив виділити напрям в науці про матеріали – фрактальне матеріалознавство [2]. Фрактальне матеріалознавство дає можливість встановити функціональні зв'язки між складом, фрактальною структурою і властивостями матеріалу.

Якщо розуміти під динамічною системою (ДС) об'єкт або процес, для якого однозначно визначено стан або сукупність деяких величин в заданий момент часу і задано детермінований оператор еволюції, то це поняття можна розповсюдити на об'єкти будь-якої природи. Властивості ДС визначаються такими інваріантами, як показник Ляпунова, фрактальна розмірність дивного аттрактора, ентропія. Знання цих величин дозволяє визначити кількість незалежних змінних і встановити кінцеву міру даного явища. У фазовому просторі систем після затухання перехідних процесів можна виділити граничну множину точок, що притягає фазові траєкторії (аттрактор). Існування аттракторів пов'язане з властивостями стиснення фазового об'єму ДС під дією оператора еволюції. Ця множина у фазовому просторі ДС характеризується режимом сталих неперіодичних коливань (дивний аттрактор) [5]. Дивний аттрактор завжди має дробову фрактальну розмірність D .

Важливою особливістю хаотичного руху є надзвичайна чутливість до малих змін в початкових умовах. Це означає, що дві близько розташовані траєкторії у фазовому просторі експоненціально розбігаються в часі. Кількісна оцінка швидкості їх розбігання подається в термінах показників Ляпунова, які є повною характеристикою ступеня складності хаотичної поведінки і структури аттрактора у фазовому просторі ДС. Самим найзначущим серед них є максимальний ляпуновський показник λ_1 , позитивність якого свідчить про існування хаосу в ДС. Геометрія і динаміка дивних аттракторів тісно зв'язані між собою: за показниками Ляпунова можна судити про геометрію аттрактора, а вимірюючи фрактальну розмірність D , отримати відомості про значення ляпуновських показників ДС.

Основою дослідження фізико-хімічних процесів в поверхневих шарах матеріалів деталей при технологічних методах обробки є термодинаміка, що дозволяє встановити загальні закономірності поведінки систем з великого числа частинок незалежно від специфічних особливостей механізму процесів, що протікають в них. Стан термодинамічної рівноваги характеризується умовою рівноваги:

$$S(U, V, n_i) = \max ; dS = 0, \quad (1)$$

де U – внутрішня енергія;

S – ентропія;

V – об'єм;

n_i – число молей для компонентів ($i = 1, 2, \dots$).

Із зазначеної умови випливає, що термодинамічна рівновага відповідає найбільшому ступеню неупорядкованості, а рушійною силою врівноважених процесів є прямування системи до мінімуму вільної енергії. Зняти існуючі суперечності дозволяє

синергетика - теорія самоорганізації, або теорія дисипативних систем, теорія відкритих систем, теорія внерівноважених систем, інформаційна динаміка, динамічна теорія формоутворення і т.п. До основних її принципів відносяться: мінімум виробництва ентропії; поточна і локальна рівновага; неврівноважена термодинаміка; найменше примушення; підпорядкування; "неврівноваженість – джерело впорядкованості" [5-8].

Ці принципи можуть бути поширені як на живу, так і неживу матерію, а еволюційне рівняння є однаковим і має вигляд:

$$\frac{dc}{dt} = \alpha c, \quad (2)$$

де $\frac{dc}{dt}$ – швидкість утворення деякої речовини;

c – концентрація;

α – параметр порядку.

Оскільки синергетичним системам властива стохастичність, то рівняння (2) набуває вигляду:

$$\frac{dc}{dt} = \alpha c + f(t), \quad (3)$$

де $f(t)$ - флуктуація сил.

Аналізуючи відмінності в механізмах формування шорсткості поверхні фізико-хімічними і механічними методами, можна відзначити, що в останньому випадку шорсткість є слідом інструменту впливу на оброблювану поверхню, що розгортається послідовно в часі і просторі. При фізико-хімічних методах обробки інструментом є по суті саме робоче середовище (рідина, газ, пари металів та енергетичні поля). Елементи поверхні при цьому активізовані високими температурою, тиском, різного роду полями. Спостерігається інтенсивна взаємодія зі всією оброблюваною поверхнею матеріалу майже одночасно в безлічі точок свого розташування в робочому просторі. Тобто створюється так званий ефект групової дії на оброблювану поверхню. Виходячи з цього, поверхню деталі, сформовану за допомогою фізико-хімічних методів обробки, можна уявити як результат дії на матеріал цілої сукупності процесів, обумовлених накладенням різного роду активізуючих чинників, і розглядати її як синергетичну систему.

Між теорією фракталів, що спирається на геометрію і теорію розмірності, і теорією динамічного хаосу існує тісний зв'язок. Теорія фракталів розглядає замість цілочисельних дробові розмірності і базується на нових кількісних показниках у вигляді дробових розмірностей D і відповідних сигнатур, що характеризують просторовий фрактальний кепстр [9]. Фрактальні дробові розмірності і сигнатури D не тільки характеризують топологію об'єктів, але і відображають процеси еволюції динамічних систем і пов'язані з їх властивостями. Теорія фракталів і нелінійність складають геометрію хаосу, тобто, фрактали – це не тільки мова хаосу, але і мова природи. За своїм змістом контури всіх природних об'єктів суть динамічні процеси, що раптово застигли у фізичних формах і об'єднують в собі стійкість і хаос. Порядок і Хаос – основні взаємозалежні тенденції, особливо в еволюції складних відкритих ДС. При цьому біфуркації асоціюються з катастрофічними змінами або конфліктами. Наявність нелінійності означає можливість несподіваних змін перебігу процесу. Між

точками біфуркацій відкрита система підкоряється детерміністичним законам, а в околі таких точок тільки флуктуації визначають поведінку системи. Тому така велика роль флуктуацій в околі точок біфуркації. Хаотичні процеси на мікрорівні можуть піднятися на макрорівень і впливати на всю систему. При цьому здатність відкритої системи знаходитися в режимі детермінованого хаосу стимулює інформаційні процеси незалежно від початкових умов. Це відноситься в загальному випадку до будь-яких відкритих систем [9].

Можна відзначити, що одним з найважливіших питань фрактальної геометрії є зв'язок фракталів і текстур [2, 5-9].

Виходячи з роботи [3] формалізоване математичне визначення фракталу функціонального відображення, або множина, що отримується нескінченним рекурсивним процесом, має наступні властивості:

- самоподібність, або масштабна інваріантність (нескінченний скейлінг) і фрактали на малих масштабах виглядають в середньому так само, як і на великих;
- їх дробова розмірність (розмірність Хаусдорфа);
- недиференційованість і оперування дробовими похідними і інтегралами.

Фізичне визначення фрактала наступне: фрактали – це геометричні об'єкти (лінії, поверхні, тіла), що мають сильно порізану структуру і що володіють властивістю самоподібності в обмеженому масштабі.

Процес формування рельєфу поверхні (зокрема, шорсткості), що описується в межах фрактального аналізу, можна розкрити, враховуючи природу процесів, що лежать в основі сучасних технологічних методів обробки. Спектр цих методів вельми широкий по своїй кінцевій меті і по закладеним в них фізичних основ [10].

За механізмами формування шорсткості поверхні фізико-хімічні методи обробки можна поділити на три основні класи: клас А – методи, при яких формування поверхні здійснюється за рахунок процесів знімання поверхневих шарів матеріалу при незмінному основному матеріалі; клас В – методи, що формують властивості поверхні за рахунок процесів нанесення (осадження) матеріалу на основний матеріал деталі, його частковій дифузії в поверхневі шари і зміни властивостей поверхні при незмінній матриці; клас С – методи, що дозволяють формувати структури, що виконують функції як матриці, так і поверхні одночасно за рахунок надмініатюрних розмірів таких структур (нанотехнології).

Аналізуючи процеси, що протікають при лазерній обробці, можна відзначити, що вони характеризуються формуванням в зоні обробки низькопорогового оптичного пробою (10^{-8} с) і утворенням плазмової хмари ($10^{-6} \dots 10^{-5}$ с). Взаємодія оброблюваного матеріалу з тепловими потоками щільністю від 10^2 до 10^5 Вт/м² в середовищі активних (N₂, CO₂, H₂, СО, метан), а також інертних газів (Аг, Не, Хе) приводить до формування на поверхні матеріалу теплового джерела, сприяючого створенню специфічної морфології, що є проявом різного роду нестійкостей.

При лазерній обробці в імпульсному режимі (тривалість імпульсу порядку $10^{-6} \dots 10^{-9}$ с) відбувається процес як теплового, так і динамічного руйнування матеріалів при дії теплового удару в діапазоні часу дії $t = 10^{-7} \dots 10^{-10}$ с. Сам каскад центрів руйнування, що виникають в процесі динамічного руйнування, можна розглядати як фрактальний кластер. При імпульсному розігріванні матеріалу діє динамічний режим навантаження, при якому відбувається перехід від одноосередкового механізму руйнування до характерного багатоосередкового. Кінетика процесу динамічного руйнування може бути визначена дією концентраційного процесу (що є перколяційним за своєю природою) розвитку центрів руйнування на різних масштабних рівнях.

При лазерному зміцненні сплавів встановлено, що наслідком дії концентрованих потоків енергії на оброблювану поверхню можуть бути або утворення флуктуаційного нерегульованого виникнення і росту зародків нової фази (що указує на хаотичний перебіг процесу), або зсувного, впорядкованого, що характеризується кооперативним переміщенням атомів на певній відстані. Останнє може бути пов'язане з самоорганізуючими процесами, що цілком узгоджується з синергетичним підходом в матеріалознавстві.

Висновки. Більшість процесів, що лежать в основі фізико-хімічних методів обробки поверхні описуються динамічно-неврівноваженими принципами синергетики й утворюють так звані нерівноважені технології зміцнення і модифікування поверхонь деталей. Такі процеси викликають, як правило, утворення дисипативних структур, що вимагають для свого існування постійної притоки енергії та речовини ззовні. Притока забезпечується за рахунок електричної, теплової, світлової і т.п. енергії, що вводиться в зону обробки спеціальними пристроями (джерелами живлення, електронними гарматами, системами накачування і так далі). Спираючись на уявлення про процеси, далекі від врівноваженого стану, необхідно ввести для їх опису теорію фракталів, а для кількісної оцінки мікрогеометрії поверхні – фрактальну (дробову) розмірність D , або фрактальні сигнатури.

Список літератури

1. Демкин Н. Б. Качество поверхности и контакт деталей машин / Н. Б. Демкин, Э. В. Рьжов. – М.: Машиностроение, 1981. – 244 с.
2. Синергетика и фракталы в материаловедении / [Иванова В. С., Баланкин А. С., Бунин И. Ж., Оксогоев А. А.]. – М.: Наука, 1994. – 383 с.
3. Потапов А. А. Исследование микрорельефа обработанных поверхностей с помощью методов фрактальных сигнатур / А. А. Потапов, В. В. Булавкин, В. А. Герман, О. Ф. Вячеславова // Журнал технической физики. – 2005. – Т. 75, № 5. – С. 28–45.
4. Гленсдорф П. Термодинамическая теория структуры, устойчивости и флуктуации / П. Гленсдорф, И. Пригожин – М.: Мир, 1973. – 280 с.
5. Хакен Г. Синергетика / Г. Хакен. – М.: Мир, 1980. – 400 с.
6. Эбелинг В. Образование структур при необратимых процессах. Введение в теорию диссипативных структур / В. Эбелинг. – М.: Мир, 1979. – 279 с.
7. Николис Г. Самоорганизация в неравновесных системах. От диссипативных структур к упорядочению через флуктуации / Г. Николис, И. Пригожин. – М.: Мир, 1979. – 512 с.
8. Климонтович Ю.Л. Статистическая теория открытых систем / Ю. Л. Климонтович. – М.: Янус, 1995. – Т. 1. – 624 с.; 1999. – Т. 2. – 440 с.; 2001. – Т.3. – 508 с.
9. Бонюшкин Е. К. Нелинейная динамика, фракталы и нейронные сети в системах и технологиях: под ред. Ю. Г. Кабалдина / Е. К. Бонюшкин, Н. И. Завада, Л. А. Платонова [и др.] – Владивосток, 2002. – С.123–171.
10. Кокора А. Н. Физико-химические процессы обработки материалов концентрированными потоками энергии / А. Н. Кокора, Э. Н. Соболев. – М.: Наука, 1985. – С. 54–65.

В. Аулин, С.Лизунов

Исследование микрогеометрии поверхностей трения деталей фрактальным методом

В статье микрогеометрию поверхности деталей, упрочненных и модифицированных современными технологиями, предложено исследовать с помощью фракталов. Показано, что механические и современные методы обработки рабочей поверхности деталей образуют принципиально разные элементы топографии.

V. Aulin, S. Lizunov

Research of microgeometry of of surfaces of friction of details by and fractal method

In clause microgeometry of a surface of details, hardening and the updating by modern technologies, is offered to investigate with the help fractals. Is shown, that the mechanical and modern methods of processing of a working surface of details form essentially different elements of topography.

Одержано 18.09.09

Інформаційне забезпечення в системі технічного сервісу, діагностичного моніторингу та охорони праці в сільськогосподарському виробництві

В статті розглянуто проблеми організації інформаційного забезпечення в системі технічного сервісу, діагностичного моніторингу технічного стану техніки та охорони праці в сільськогосподарському виробництві. Дано деякі шляхи їх розв'язання.

інформаційне забезпечення, технічний сервіс, моніторинг технічного стану, охорона праці

Як показує практика реалізація технічної політики в АПК, перебудова і подальше вдосконалення системи технічного сервісу та моніторингу технічного стану сільськогосподарської техніки та охорони праці в сільськогосподарському виробництві безпосередньо залежать від рівня науково-інформаційного забезпечення, підвищення якого зв'язане з використанням системних принципів аналізу інформації і впровадженням нових інформаційних технологій.

Разом з тим необхідно визначити структуру основних задач інформаційного забезпечення, створити надійну інформаційну систему, впровадити різноманітні інформаційні ресурси й використовувати сучасні інформаційні технології.

Метою даної роботи є аналіз основних напрямків технічної політики в АПК та вироблення прогресивних заходів щодо удосконалення системи технічного сервісу та моніторингу технічного стану техніки з використанням інформаційних ресурсів та технологій.

Проведений аналіз основних напрямів технічної політики в сільському господарстві [1, 2] дозволив виділити конкретні завдання інформаційного забезпечення та дав змогу розробити структуру їх основних задач (рис 1).

Одним з головних завдань в організації інформаційного забезпечення технічної політики в АПК є перебудова і вдосконалення технічного сервісу, впровадження системи моніторингу технічного стану техніки, оскільки ефективність використання машин, ступінь їх надійності багато в чому залежить від рівня їх розвитку і зміни стану.

В період ринкових відносин значення сфери ремонтно-технічного обслуговування сільського господарства ще більше зростає. Це обумовлено тим, що:

- можливість оновлення парку автомобілів, тракторів і сільськогосподарських машин в господарствах АПК сильно обмежена у зв'язку з диспаритетом цін, що підвищує необхідність підтримувати машини в працездатному стані якомога більш триваліший термін;

- у сучасних умовах сільськогосподарські товаровиробники, зокрема фермерські і особисті підсобні господарства, не можуть через обмежені можливості самостійно виконувати значну частину робіт по інженерно-технічному обслуговуванню виробництва і повинні звертатися до спеціальних сервісних підприємств та інших господарств.

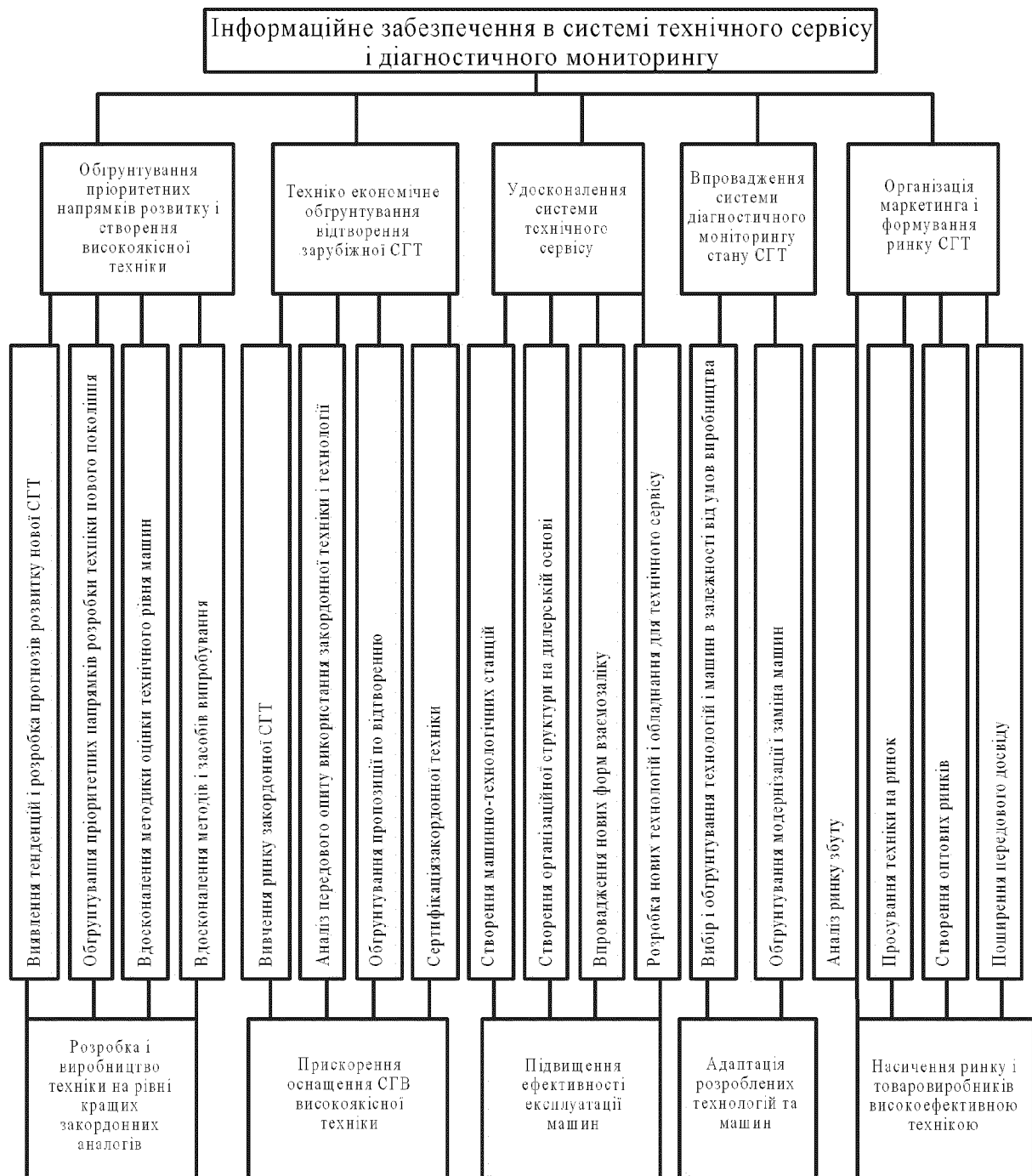


Рисунок 1 – Структура основних задач інформаційного забезпечення технічної політики АПК

Залучення інформаційних ресурсів у сфері сервісного технічного обслуговування сприяє підвищенню якості прийнятих технічних рішень і скороченню витрат в порівнянні із застосуванням методу проб і помилок [3].

Питанням розробки інформаційної політики в АПК, формуванню і використанню інформаційних ресурсів, обґрунтуванню і впровадженню в сільському господарстві нових інформаційних технологій присвячені роботи В.М. Баутіна, Д.С. Буклагіна, В.В. Альта, І.П. Добролюбова, О.Ф. Савченко, А.Д. Соломатіна, А.В. Гаврилова, П.В. Привалова і інших [4, 5].

Необхідність впровадження інформаційних ресурсів і використання сучасних інформаційних технологій при вдосконаленні системи технічного сервісу і

впровадженні системи діагностичного моніторингу пов'язано з наступними обставинами:

- по-перше, безперервно розширюється номенклатура засобів механізації, що за оцінкою і спостереженням за технічним рівнем машин і обладнання ускладнює роботу;
- по друге, більш складнішою стає конструкція машин і устаткування за рахунок широкого використання гідравліки, засобів автоматики, електроніки і мікропроцесорної техніки, що знаходить своє відображення у відповідних потоках інформації;
- в третіх, у зв'язку з розвитком ринкових відносин, зростанням вартості і розосередження інформації по численних публікаціях, недоступністю значної частки інформації для використання в системах діагностування і прогнозування несправностей, необхідна концентрація інформації в спеціалізованих інформаційних відділах.

В процесі організації технічного сервісу доводиться щодня приймати різні по характеру, своєчасні, якісні і оптимальні рішення, цьому повинна сприяти чітко налагоджена система інформаційного забезпечення.

У досліджуваних підрозділах технічного сервісу інформація існує, в основному, в двох формах. Значна її частина функціонує в документованому вигляді (положення, рекомендації, вказівки, нормативно-технічна документація, методична допомога, звіти, довідки і т.п.), менша - в усній формі, але та і інша мають важливе значення в управлінні, оскільки є для нього таким же ресурсом, як матеріальне, фінансове і інше забезпечення виробництва.

Для ефективного використання інформаційного забезпечення необхідно створити надійну інформаційну систему, в якій повинні використовуватися масиви інформації, організовані за допомогою сучасної обчислювальної техніки і програмних засобів, і подані як бази знань і банки даних по технічному стану сільськогосподарської техніки.

Створення такої інформаційної системи, як показали проведені дослідження в Маловиськівському, Новоукраїнському та Новоархангельському районах Кіровоградської області, ускладнене наступними причинами:

- велика частина інформації, що робить вплив на ефективне управління і ухвалення рішень в АПК, по проблемі технічного сервісу, діагностичного моніторингу та охороні праці розосереджена в численних виданнях, нормативних документах, інструкціях, у тому числі і зарубіжних. Збір, обробка і зберігання такого потоку інформації є істотними науковими, технічними і економічними труднощами;
- відсутні науково-методичні розробки, що дозволяють обкреслити межі і обсяги інформаційних ресурсів, якнайповніші АПК, що відображають зокрема проблеми інженерно-технічного забезпечення, сервісного і технічного обслуговування, механізації технологічних процесів в сільськогосподарському виробництві та рішення нагальних проблем з охорони праці;
- відсутні рекомендації по створенню науково-обґрунтованої системи і структури баз знань і банків даних, найбільш повно задовольняючих потреби фахівців АПК.

У будь-якій інформаційній системі існують інформаційні потоки (рух документів, передача усних повідомлень і т.п.) і інформаційні масиви (сукупність документальної інформації у відділах).

Якщо розглянути схему руху інформаційних потоків безпосередньо на підприємствах сервісного і технічного обслуговування в АПК на прикладі адміністративного району, обмеженого рамками області, то можна відзначити що

матеріально-технічне забезпечення і управління спирається на інформацію, яка циркулює в обох напрямках і забезпечує нормальне функціонування всієї системи в цілому.

Дана схема має трирівневу структуру управління, засновану на ієрархічному принципі підлеглості з елементами самостійності окремих суб'єктів в плані прийняття окремих рішень, що стосуються конкретних господарств.

Якщо розглядати загальну стратегію процесу збору, зберігання і обробки інформації з технічного сервісу, діагностичного моніторингу технічного стану СГТ та питань охорони праці, то можна відзначити, що, не дивлячись на те, що кожен рівень має свою специфіку, в кожному з них протікають одні і ті ж процеси. Тому є потреба в розробці методики організації систем управління і ухвалення рішень на основі одержаної інформації для одного рівня, а потім розповсюдити її на решту рівнів управління.

Основою будь-якої інформаційної системи є робота з інформацією, що змінюється в часі, і для успішної її роботи необхідна актуальна інформація, що класифікується за якою-небудь ознакою. Крім того, для нормального функціонування системи комп'ютер - людина, необхідна організація простого доступу до цієї інформації, забезпечення зручної роботи з інформацією і деяка первинна обробка даної інформації.

Таким чином, впровадження на підприємствах АПК інформаційної системи технічного сервісу, діагностичного моніторингу та охорони праці сприятиме:

- отриманню найраціональніших варіантів рішення управлінських і господарських задач за рахунок повної інформаційної забезпеченості;
- звільненню працівників апарату управління від рутинної роботи за рахунок її автоматизації;
- забезпеченню достовірності і актуальності інформації;
- заміні паперових документів даними на електронних носіях, що приводить до ефективної організації переробки інформації на комп'ютері і зниженню об'ємів паперових документів;
- вдосконаленню структури потоків інформації і документообігу на підприємстві.

Список літератури

1. Артюшин А.А. Основные итоги и направления развития агроинженерной науки / А.А. Артюшин // Техника в сельском хозяйстве. – 2003. – №4. – С.3-6.
2. Черноиванов В.И. Состояние и проблемы технического сервиса в агропромышленном комплексе / В.И. Черноиванов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2002. – №1. – С.2-6.
3. Парахин Ю.П. Лизинг в аграрной промышленности – проблемы и перспективы развития / Ю.П. Парахин // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2002. – №8. – С.2-4.
4. Привалов П.В. Теоретические основы разработки методики технического сервиса сельскохозяйственных машин / П.В. Привалов, Е.А. Яворская, Г.С. Сидоров // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2002. – №2. – С.4-5.
5. Баутин В.М. Базы данных АПК: состояние, проблемы, решения / В.М. Баутин, Д.С. Буклагин, Д.Д. Демидов // Техника и оборудование для села. – 2001. – №4. – С.30-32.

В. Аулин, А. Ливицкий

Информационное обеспечение в системе технического сервиса, диагностического мониторинга и охраны труда в сельскохозяйственном производстве

В статье рассмотрены проблемы организации информационного обеспечения в системе технического сервиса, диагностического мониторинга технического состояния техники и охраны труда в сельскохозяйственном производстве. Даны некоторые пути их решения.

V. Aulin, A. Livitskiy

The informative providing is in the system of technical service, diagnostic monitoring and labour protection in an agricultural production

In the article the problems of organization of the informative providing are considered in the system of technical service, diagnostic monitoring of the technical state of technique and labour protection in an agricultural production. Some ways of their decision are given..

Одержано 14.09.09

УДК 621.891:631.31

В.В. Аулін, проф., канд. ф-м. наук, А.А. Тихий, асп.
Кіровоградський національний технічний університет

Врахування реологічних властивостей ґрунтів при їх взаємодії з РОГМ

В статті проведений аналіз елементів трибосистеми “ґрунт – робочий орган” при їх контактній взаємодії з врахуванням напружено-деформованого стану та реологічних властивостей ґрунту.
ґрунт, реологія, робочий орган, реологічні властивості ґрунту, стисливість ґрунту, контактна взаємодія

Одним з головних шляхів підвищення надійності робочих органів сільськогосподарської техніки є вивчення закономірності тертя і зношування на основі сучасних досягнень науки і техніки. Деталі і робочі органи ґрунтообробних машин (РОГМ) безпосередньо працюють в середовищі ґрунту. Дослідження проведені М.М.Хрущовим, В.М.Ткачовим і М.М.Тененбаумом М.О.Качинським та іншими вченими показали, що на ґрунтах досліджуваних ними регіонів характер та величина зношування різні [1]. При чому величина зношування робочих поверхонь деталей має випадкову природу і локальний характер.

Не дивлячись на істотні досягнення в цій важливій проблемі, основні закономірності зношування матеріалів робочих органів в ґрунтових середовищах залишаються ще недостатньо дослідженими. Особливу увагу слід звернути на процеси при контактній взаємодії РОГМ з ґрунтом, враховуючи його реологічні властивості [2-4]. При цьому необхідно враховувати напружено-деформаційний стан ґрунту як гетерогенного абразивного середовища.

Метою даної роботи є аналіз елементів трибосистеми “ґрунт – робочий орган” при їх контактній взаємодії з врахуванням напружено-деформованого стану та реологічних властивостей ґрунту.

Реологічні властивості ґрунтів, як функції структури, належать до їх структурно-функціональних властивостей і відображають взаємодію фаз. Реологічні дослідження дозволяють розкрити внутрішню природу міцнісних властивостей ґрунтів, отримати уявлення про переважаючі типи структурних зв'язків і дати інтегральну оцінку їх міцності, між структурними складовими, що беруть участь в утворенні агрегатів ґрунту.

Теорія граничної рівноваги пластичної деформації має особливо велике значення для ґрунтів, оскільки їх розвиток приводить до втрати стійкості структури самих ґрунтів [3].

Залежно від величини навантаження на ґрунт розрізняють два напружених стани: дограничний та граничний. Перший характеризується цілком певними деформаціями, зміна яких може відбутися або унаслідок підвищення рівня напруження або в результаті тимчасових ефектів повзучості, консолідації та ін. Другий стан характеризується досягненням напруження в ґрунті такої критичної комбінації, при якій встановлюється гранична рівновага між зовнішнім навантаженням і внутрішніми силами опору ґрунту. В цьому випадку найменше збільшення сил, що впливають на ґрунт, приводить до втрати ним стійкості, що викликається руйнуванням

зв'язків між частинками, утворення сітки тріщин і розривів і розвитком необоротних зсувів уздовж поверхонь ковзання.

У ґрунті в природних умовах реалізуються всі основні типи дисперсних структур: коагуляційні, кристалізаційні і конденсаційні, утворюються змішані коагуляційно - конденсаційно - кристалізаційні зв'язки. Мінерали ґрунту з властивостями, що різко відрізняються від властивостей основної маси, дозволили спостерігати зміни структурних зв'язків, які відбувалися в зразках не тільки при збільшенні швидкості деформації, але і в межах однієї швидкості.

Поведінка ґрунту при заданому напруженні зсуву в широкому тимчасовому діапазоні може дати чітку картину відмінностей у властивостях. Були вивчені серії реологічних кривих за різних умов зволоження і деформації.

Ділатантні системи (піски, піщані і лесові ґрунти - «дійсна» ділатансія, а також ґрунтові горизонти з міцною макроструктурою - «хибна» ділатансія), що знаходяться у вологому стані, розріджуються при механічній дії, а після її припинення відновлюють первинний стан за рахунок сил тяжіння частинок.

Дослідження поведінки реології черноземів показали, що всі варіанти характеризуються зміцненням в часі, яке відбувається в основному за рахунок механічного (ділатантного) ущільнення грубодисперсної фракції. Це означає, що в сухому стані ці ґрунти рихлі, а у вологому - ділатантно зміцнені. Коагуляційні зв'язки цих ґрунтів характеризуються досить малою міцністю і при деформації колоїдна частина відіграє роль мастила між грубодисперсними частинками. Переважання грубодисперсної фракції у вигляді дрібнокристалічного кварцу і невеликий вміст гумусу створюють сприятливі умови для прояву ділатантних властивостей.

Згідно теоріям, заснованим на контактних взаємодіях частинок, ґрунту при збільшенні частки дрібної фракції (при руйнуванні структури в процесі дослідження) число контактів збільшується, отже слід очікувати максимальної в'язкості та мінімальної стисливості ґрунту.

При впливі на ґрунт РОГМ спостерігається його стисливість. Стисливість ґрунтів характеризується різкою їх усадкою на початковому етапі навантаження. Це можна пояснити витискуванням бульбашок повітря і води, заповненням порожнин мінеральними частинками ґрунту. При зниженні температури інтенсивність протікання початкового етапу усадки спадає для всіх видів ґрунтів. В процесі обробки ґрунтів РОГМ їх усадка сповільнюється, не дивлячись на зростання величини зовнішнього навантаження. На останньому етапі взаємодії відбувається стабілізація в усадці і стисливість ґрунту практично не змінюється.

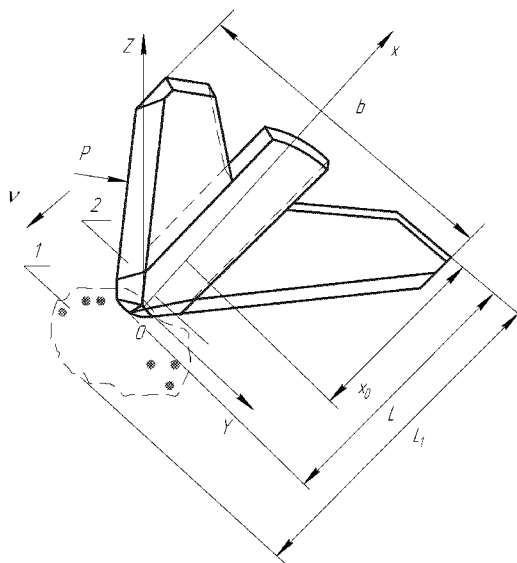
Для піщаних і супіщаних ґрунтів деформація ущільнення протікає в часі швидше, ніж для глинистих і черноземів. Оскільки глинисті ґрунти характеризуються великим водонасиченням в порівнянні з піщаними і супіщаними, то процес витискування води з них протікає значно повільніше.

Для ґрунтів, що складаються з твердих частинок, водних і повітряних включень, спостерігаються об'ємні необоротні деформації, тобто необоротна стисливість і наявність зсувних ефектів.

Враховуючи зміну стисливості ґрунту при дії на нього РОГМ, можна побудувати математичну модель взаємодії. При цьому обґрунтовується вибір реологічної моделі ґрунту як середовища, що пластично стискується. Розрахункова схема моделі взаємодії РОГМ з ґрунтом наведена на рис. 1. Рух частинок ґрунту в площині XOY можна описати рівнянням:

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial x} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x}, \quad (1)$$

де ρ_1, ν_1, P - відповідно щільність, швидкість і тиск ґрунту;
 t - час.



1 - ґрунт; 2 - робочий орган ґрунтообробної машини при взаємодії з РОГМ

Рисунок 1 – Розрахункова схема

Тиск ґрунту на поверхню робочого органу в довільній точці дорівнює:

$$P_i = p_0 P(x) Q(y), \quad (2)$$

де p_0 - тиск ґрунту у верхній середній точці РОГМ; $P(x)$, $Q(y)$ - функції, що описують закономірності розподілу сил по поверхні робочого органу в площинах XOz і YOz , тобто по його довжині і ширині.

Встановлено, що для РОГМ, в першому наближенні, розподіл тиску ґрунту по ширині можна описати функцією:

$$Q(y) = \frac{a_1 y^2}{(1 + \frac{a_1}{a_1 + 2} \cdot y^2)^2}, \quad (3)$$

де a - коефіцієнт, що визначається з початкових умов експериментальних досліджень.

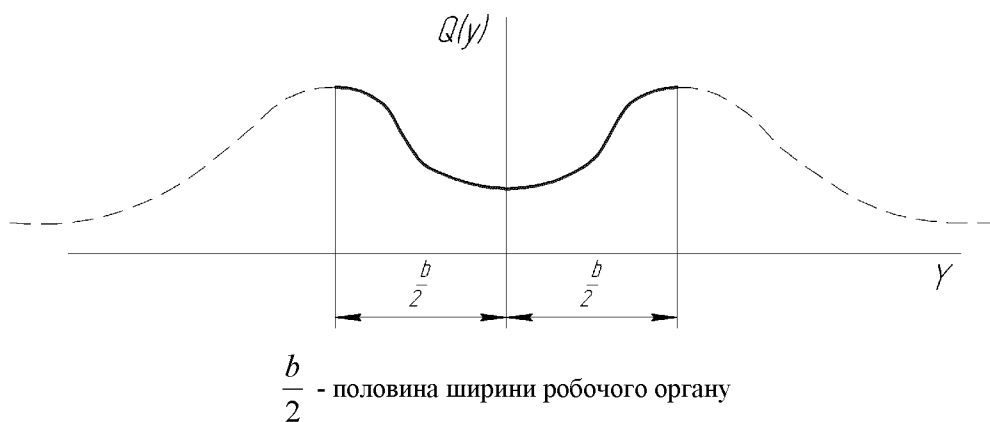


Рисунок 2 – Розподіл тиску ґрунту по ширині РОГМ

Можна бачити, що характеристики $Q(y)$ змінюються залежно від значень коефіцієнта a . Наявні симетрично розташовані екстремуми по осі OY , що свідчить про те, що даний процес обробки ґрунту протікає в умовах блокованого різання. Ґрунт зазнає значні навантаження на стиснення, в результаті яких відбувається його деформація. Саме по краях профілю лобової поверхні робочого органу відбувається відрив ґрунту від масиву. В даному випадку бічні грані робочого органу є концентраторами напруги. Тому функція досягає свого максимуму в крайніх точках профілю лобової поверхні робочого органу.

В результаті досліджень встановлено, що функція розподілу тиску по довжині робочого органу (рис. 3) підкоряється наступному закону:

$$P(x) = a_2 \cdot a_3 \cdot \exp(-a_3 x^{1/2}), \quad (4)$$

де a_2, a_3 - коефіцієнти пропорційності, залежні від фізико-механічних властивостей ґрунту, що обробляється, і режимів обробки.

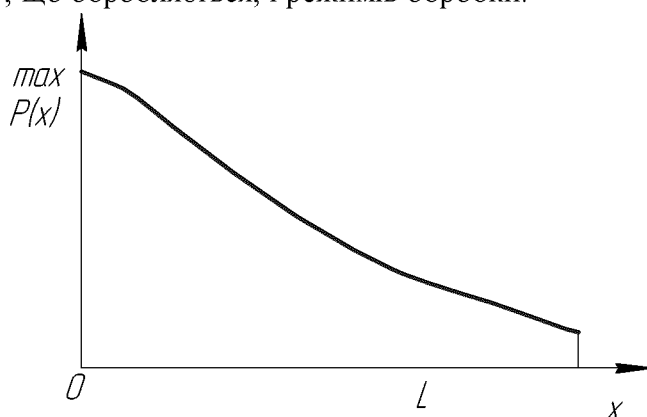


Рисунок 3 – Розподіл тиску ґрунту по довжині РОГМ

Отже, в точці з координатою, спостерігається глобальний максимум функції, при якому значення величини нормального тиску, що діє на лобову поверхню робочого органу є максимальним. Ґрунт ущільнений настільки, що швидкість переміщення частинок масиву ґрунту рівна швидкості різання.

Значення тиску змінюється по поверхні робочого органу залежно від фізико-механічних властивостей ґрунту і режимів його обробки від мінімального значення до величини, чисельно рівної максимальному значенню опору ґрунтів стиску:

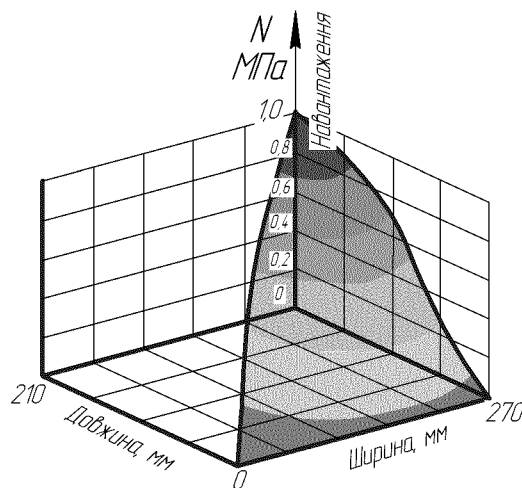
$$p_0^{\min} \leq P \leq \sigma_{\text{стиску}}. \quad (5)$$

Нормальна складова сили опору ґрунту при обробці РОГМ знаходиться інтегруванням по поверхні добутку функцій розподілу тиску по ширині і довжині:

$$N = \iint_d p_0 P(x) Q(y) d\sigma = \iint_d p_0 P(x) Q(y) dx dy, \quad (6)$$

де σ - площа контактної поверхні робочого органу.

В роботі побудована інтегральна математична модель процесу взаємодії робочого органу з ґрунтом в тривимірному і аналітично отримана залежність просторового розподілу тиску по лобовій поверхні РОГМ в процесі взаємодії з ґрунтом (рис. 4)



а) наконечник зуба розпушувача при взаємодії з ґрунтом, б) різального елемента при взаємодії з ґрунтом

Рисунок 4- Просторова епюра розподілу напруження на поверхню РОГМ

Можна бачити, що отримана модель не протиріч законам розподілу тиску ґрунту на РОГМ, як по ширині так і по довжині.

Таким чином, уточнену епюру тиску ґрунту на поверхню РОГМ, можна побудувати, виходячи із реологічної моделі ґрунту, як середовища, що стискується та моделі контактної взаємодії РОГМ з ґрунтом. На прикладі стрілкової лапи культиватора дано розподіл тиску ґрунту по ширині, довжині РОГМ та його просторовий розподіл.

Список літератури

1. Аулін В.В. Характер та інтенсивність зношування робочих органів ґрунтообробних машин/ В.В. Аулін, В.М. Бобрицький // Проблеми трибології (Problems of tribology). Хмельницький. ХДУ, 2004. – №2 – С.107-112
2. Аулін В.В. Зміна форми різальних елементів робочих органів ґрунтообробних машин в процесі зношування/ В.В. Аулін, В.М. Бобрицький, О.Ю. Жулан // Праці Таврійської держ. агротехн. академії – Вип.40. – Мелітополь, ТДАТА, 2006. – С.5-11.
3. Кузнецова В.Н. Развитие научных основ взаимодействия контактной поверхности рабочих органов землеройных машин с мерзлыми грунтами: Автореф. дис. д-ра техн. наук: 05.05.04 Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины/В.Н. Кузнецова – Омск, 2009. – 52с.
4. Николаева И.В. Реологические свойства дерново – подзолистых почв и черноземов при различном сельскохозяйственном использовании: Автореф. дис. канд. биол. наук: спец. 03.00.27 – “Почвоведение”/ И.В. Николаева – Москва, 2008. – 26 с.
5. Черновол М.І. Напружений стан різальних елементів деталей ґрунтообробних машин в процесі взаємодії з абразивним середовищем/ М.І.Черновол, В.В. Аулін, В.М. Бобрицький // Вісник інженерної академії України. – 2007. – №3-4. – С. 256-26

В.Аулін, А. Тихий

Учет реологических свойств почвы при их взаимодействии с РОГМ

В статье проведен анализ элементов трибосистемы “почва - рабочий орган” при их контактном взаимодействии с учетом напряженно деформированного состояния и реологических свойств почвы.

V. Aulin, A. Tikhii

The account of reological properties of soil at their contact with WOSM

In the article the analysis of elements is conducted tribosistemi “soil is a working organ” at their contact co-operation taking into account the tensely deformed state and reologichnikh properties of soil.

Одержана 18.09.09

УДК 631.362

А.І. Бойко, проф., д-р техн. наук

Національний університет біоресурсів і природокористування України

І.В. Очеретько, здобувач

Таврійський державний агротехнологічний університет

Структурний аналіз функціонування посівної секції сівалки прямого посіву

В статті приведений структурний аналіз функціонування посівної секції сівалки прямого посіву з врахуванням всіх елементів процесу сівби та загортання насіння. Для досягнення необхідного рівня надійності всієї системи робочих органів посівної секції запропоноване використання додаткових заходів, необхідних і організаційних робіт.

сівалка прямого посіву, структурний аналіз, блок-схема, відмови, надійність

Сівалки прямого посіву займають особливе місце серед сівалок. За своїм призначенням вони повинні виконувати посів по необробленому або мінімально обробленому ґрунту. Тому посівні секції таких сівалок облаштовуються спеціальними робочими органами, які попередньо першими прокладають смугу в необробленому ґрунті. Тобто ці робочі органи прорізають прохід руйнуючи ґрунт і рослинні рештки, що залишились на полі від минулого врожаю.

Слідуючим в технологічному ланцюгу виконуємих операцій за прорізаючими робочими органами іде сошник. Як відомо, його роль полягає в підготовці борозни і безпосередньому внесенні зернин у ґрунт на певну необхідну глибину.

За сошником слідує загортачі, функція яких полягає у загортанні насінин ґрунтом з верхніх зволжених шарів.

Останньою операцією посівного циклу є прикотування борозни з внесеними зернинами до необхідної щільності ґрунту. Ця операція виконується спеціальними котками, що, створюючи необхідний тиск, забезпечують контакт насінин з ґрунтом для подальшого активного їх проростання.

Подача насінин у сошник виконується висівним апаратом через насіннепровід. Від якісної роботи цих складових конструкції секції залежить такий важливий показник як висів насінин вздовж рядка.

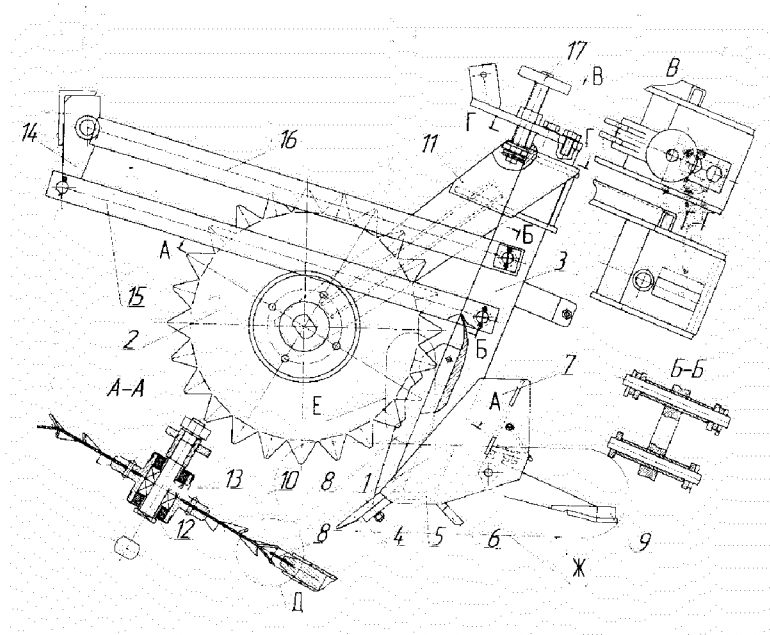
Кіровоградським національним технічним університетом (КНТУ) запропоновано технічне рішення сошника для проведення прямого посіву зернових, що включає вище перераховані операції.

Сошник прямого посіву з основними складовими елементами представлений на рис.1.

Працює сошник в складі слідуючим чином. Під дією тягового зусилля зубчасте колесо переміщується по необробленому полю, прорізаючи смугу у ґрунті. Рослинні рештки у вигляді залишок кореневої системи і стерні на полі подаються під спеціальний ніж для перерізання. Прокладеною смугою зруйнованого ґрунту і подрібнених рослинних решток переміщується сошник. Його основною функцією є нарізання борозни з ущільненням ложа під насіння на необхідну глибину висіву. Насіння в сошник подається з висіваючого апарату через насіннепровід дозовано згідно встановленої норми висіву.

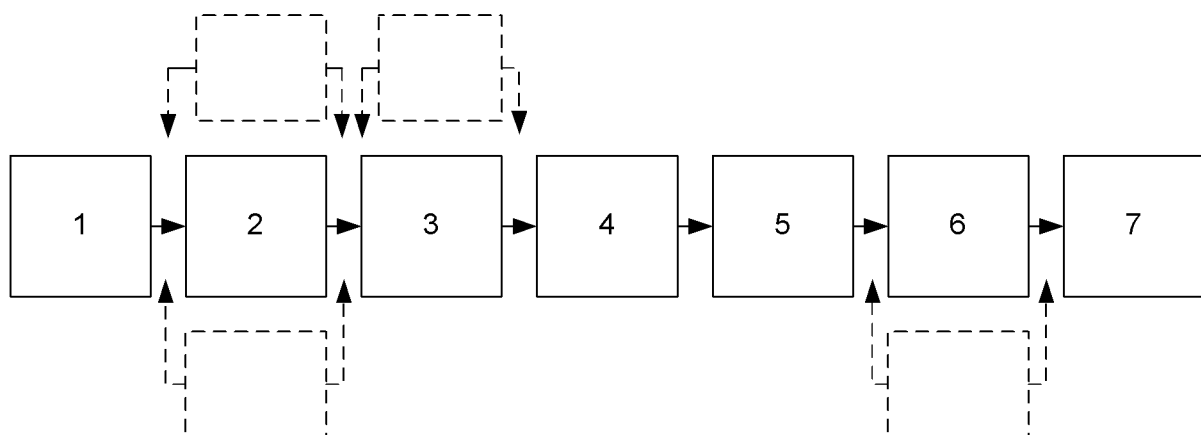
Послідуючими етапами насіння загортаються в борозні загортачами і прикочуються спеціальними котками для забезпечення необхідного контакту з ґрунтом.

Незалежно від конкретних конструктивних рішень тих чи інших елементів вузлів і підсистем посівної секції для реалізації прямого посіву структурно її з позицій забезпечення надійності функціонування можна представити у вигляді слідкуючої блок-схеми (рис.2).



1-борозноутворювач; 2-зубчастий диск-очисник; 3-стояк; 4-долото; 5- глуха площадка; 6- формуючий виступ; 7-лійка; 8-ніж; 9-насіннезагортаюча лапа; 10-зубчастий диск; 11-поводок; 12-вісь; 13-підшипник; 14 –повідковий кронштейн, 15-нижній поводок; 16-регулятор глибини ходу сошника

Рисунок 1 - Сошник прямого посіву (розробка КНТУ)



1-зубчасте колесо; 2-ріжучий елемент; 3-сошник; 4-загортач; 5-прикотуючі котки; 6-висіваючий апарат; 7-насіннепровід

Рисунок 2 - Блок-схема надійності посівної секції сіялки прямого посіву

Послідовне з'єднання елементів блок-схеми характеризує не стільки технологічну упорядкованість проводимих операцій висіву, скільки властивість

пов'язану з надійністю виконання цих операцій. Таке з'єднання притаманне механічним технічним системам і вказує на те, що відмова любого з елементів конструкції приводить до відмови всієї системи в цілому.

Виходячи з існуючого досвіду експлуатації ґрунтообробної і посівної техніки і робочих органів цих машин можна передбачити можливі характерні відмови тих чи інших елементів посівної секції. Так, зубчасте колесо, що першим в технологічному процесі проходить по необробленому полю може втрачати роботоздатність внаслідок раптових відмов. Вони можуть виникнути при перевантаженнях обумовлених зіткненнями цього робочого органу з твердими включеннями, які інколи зустрічаються у ґрунті у вигляді каміння та інших твердих предметів. При цьому можуть ламатися або деформуватися зуби(голки), сегменти і т.д., що встановлені на диску.

По цій же причині аварійні пошкодження можуть спостерігатися і у ріжучого елемента. Такі пошкодження носять випадковий раптовий характер. Іншим видом пошкоджень, що формуються в процесі експлуатації ріжучих частин, є їх зношування і затуплення. Ці відмови характерні як для ріжучого елемента, так і для сошника. Таким чином, ріжучі елементи можуть мати два види відмов: раптові (аварійні) і поступові (внаслідок зношування і затуплення).

Загортачі в процесі роботи поступово зношуються але інтенсивність цього процесу дуже невелика порівняно з ріжучими робочими органами де на ріжучій кромці виникають значні концентрації зусиль, яка інтенсифікують процес зношування.

Як показує досвід експлуатації для прикотуючих котків можливі відмови пов'язані з спаданням гумових шин.

Неточність роботи висівного апарату пневмо-механічної дії пов'язана з помилками у формуванні потоку насінин. В свою чергу нерівномірність потоку обумовлена одночасним захопленням двох і більше насінин або пропусками при незахопленні ні одної. Всі ці порушення в роботі багато в чому залежать від ступеня вакууму в робочій камері при безпосередньому присмоктуванні насінин. В свою чергу рівень розрядження залежить від ущільнення вакуумної камери тобто від стану і ступеня зношування спеціальної ущільнюючої прокладки. Таким чином, для пневмомеханічного висівного апарату характерне формування поступових відмов, інтенсивність яких залежить від зношення елементів ущільнення вакуумної камери.

Таким чином, посівна секція як технічна система є такою, що періодично відмовляє в роботі, відновлюється(ремонтується) для повернення її у роботоздатний стан.

Операції по відновленню полягають у заточуванні затуплених ріжучих кромок лез ріжучого елемента(ножа) і сошника, заміні відмовивших елементів внаслідок аварійних пошкоджень зубів (голок) зубчастого прорізного колеса, ножа для прорізання рослинних решток, сошника та інших. Відновлення роботоздатності загортачів може полягати в встановленні їх на нову неспрацьовану сторону для подальшої роботи. Прикотуючі котки потребують у випадку спадання шин повторну їх установку на обод. Насіннепровід при випадковому відокремленні від висівного апарату або сошника повертається у робочий стан повторним кріпленням. Зношування прокладки висівного апарату вимагає періодичного регулювання або її заміни на нову.

Таким чином, використовуючи накопичений досвід експлуатації ґрунтообробної і посівної техніки на підставі отриманих даних про надійність елементів конструкцій машин за аналогією з найближчими прототипами робочих органів і інших елементів конструкцій доопрацьована блок-схема надійної посівної секції, як послідовного з'єднання елементів, з урахуванням операцій відновлень додатковими елементами при ненавантаженому(холодному) резервуванні (рис.2)

представлена блок-схема надійності враховує не тільки безпосередні основні елементи що забезпечують роботу посівної секції і співвідношеннями між ними, але також і інфраструктуру дій і елементів по відновленню роботоздатності при її втраті. Враховуючи, що посівна секція представляє собою відновлюємо технічну систему в якій періоди роботи змінюються періодами технічного обслуговування, загальну траєкторію поведінки системи можна графічно реалізувати у вигляді слідкуючої побудови (рис.3). Так як періоди роботи набагато перебільшують періоди відновлень фактично відмови можна представляти, як $T \geq \tau$, точкові події, а траєкторія станів посівної секції у вигляді суперпозиції потоків відмов і відновлень складових елементів і підсистем.

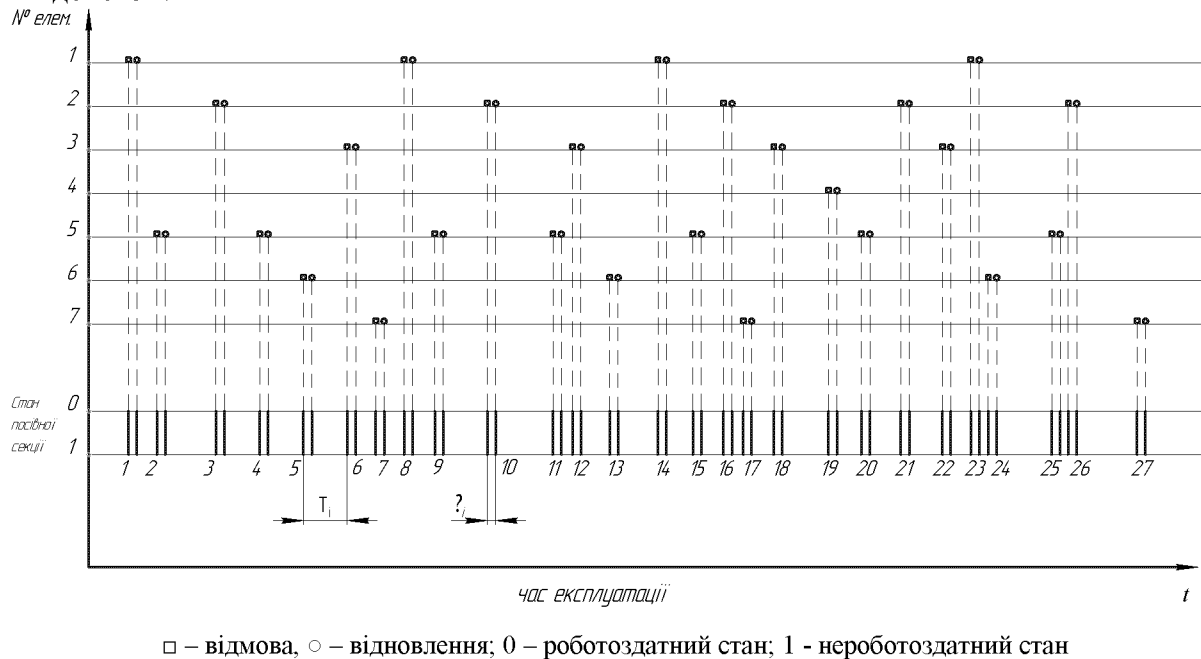


Рисунок 3 – Реалізація траєкторії станів посівної секції під дією відмов її елементів

Траєкторія формується станами окремих підсистем і елементів, кожен з яких може знаходитись в одному з двох положень: роботоздатному або не працюючому. Таким чином, для кожної із підсистем або елементу в процесі роботи формуються потоки подій, які пов'язані з їх переходами з роботоздатного стану в нероботоздатний і навпаки, під дією відновлень - з нероботоздатного стану в роботоздатний. Періоди роботи і відновлень елементів розподілені певним чином і можуть бути описані відповідними законами.

Відомо, що одною з найважливіших характеристик потоків подій є інтенсивність їх протікання, тобто середня кількість подій за одиницю часу. В загальному випадку інтенсивність потоку відмов змінюється з часом експлуатації. При зменшенні його вона характеризує «молодіючі» потоки, стала величина його - стабільність процесу, а збільшення величини від часу вказує на «старіння» розглядаємої технічної системи. В зв'язку з цим доцільно звернути увагу для механічної технічної системи, якою є посівна секція і її елементи, характерні можуть бути за розглядаємий період часу або постійні інтенсивності відмов, або такі, що поступово збільшуються. Інтенсивність потоків відновлень з достатньою для практичних цілей точністю може розглядатися як величини незмінні з часом.

Періоди роботоздатного стану і відновлень визначають закони розподілу їх як випадкових величин. При сталій інтенсивності подій в потоках можна розглядати процеси як такі, що відповідають умовам бути марківськими: стаціонарності, ординарності і відсутності післядії.

Для таких потоків характерний пуассоновський закон розподілу подій. У протилежному випадку коли інтенсивність розподілу випадкової величини не є сталою, що може бути характерним для деталей, що зношуються (ніж сошник, ущільнююча прокладка) завдання по визначенню характеристик, а значить і показників надійності складових підсистем (елементів) суттєво ускладнюється.

Таким чином загальна траєкторія станів посівної секції з позицій надійності (рис.3) представляє собою суперпозицію складових потоків роботи і відновлень підсистем і елементів. Як видно з представленого аналізу, хоча відмови окремих елементів, маючи випадковий характер, зустрічаються відносно нечасто, в сумі своїй вони формують достатньо інтенсивний потік відмов всієї системи. Це є наслідком того, що основний ланцюг блок-схеми надійності робочих органів посівної секції представляє собою послідовне з'єднання елементів, для якого загальна ймовірність безвідмовної роботи визначається, як здобуток ймовірностей безвідмовної роботи елементів.

Тому для досягнення (забезпечення) необхідного рівня надійності всієї системи робочих органів посівної секції необхідне використання додаткових міроприємств у вигляді застосування необхідних технічних і організаційних робіт, на основі проведення відповідних досліджень надійності розглядаємої технічної системи.

Список літератури

1. Сошник. Пат № 17214, АО1С7/00 Сисолін П.В., Свірень М.О., Лісовий І.О., Сисоліна І.П. (Україна); КДТУ; заявл. 24.03.2006.- Бюл. №9.
2. Бойко А.І., Лісовий І.О. Системний аналіз функціонування сошника прямого посіву. Зб наукових праць ХНТУСГ, вип..70, Харків, 2008.- С.175-178

А.. Бойко, И. Очеретько

Структурный анализ функционирования посевной секции сеялки прямого посева

В статье приведен структурный анализ функционирования посевной секции сеялки прямого посева с учетом всех элементов посева и заделки семян. Для обеспечения необходимого уровня надежности всей системы рабочих органов посевной секции предложено использование дополнительных мероприятий, необходимых технических и организационных работ.

A. Boiko, I. Ocheret'ko

Structural analysis of functioning the drill seeder sowing section

The paper presents a structural analysis of functioning the drill seeder sowing section of direct seeding, taking into account all the elements of seeding seeds and their closing up. To ensure the required level of reliability of the whole system of the seed section working bodies it is suggested to use an additional measures, necessary technical and organizational work.

Одержано 14.09.09

Визначення структури силових факторів, що діють на жниварний машинно-тракторний агрегат з боковою навіскою

В статті розглянуто фактор стійкості руху машино-тракторних агрегатів, від якого залежить якість та експлуатаційні показники виконання технологічних операцій, у тому числі траєкторія та енергоємність МТА. Встановлені геометричні параметри жнивального МТА з боковою навіскою, зв'язки між елементами системи і силові фактори, що діють на них, необхідні для складання рівнянь динаміки руху.

стійкість руху, жниварний МТА, траєкторія, динаміка руху

Стійкість руху відіграє важливу роль в роботі польових МТА призначених для механізації робіт в рослинництві. Від стійкості руху залежить не тільки якість, але в деяких випадках і можливість виконання технологічних операцій. Якщо даже стійкість руху МТА безпосередньо і не вирішує можливість проведення тієї чи іншої операції по догляду за рослинами, то все одно вона відіграє важливу роль в виконанні польових робіт. Так, від стійкості руху залежить траєкторія і енергоємність переміщення МТА. Правомірно допустити, що чим ближче реалізуєма траєкторія наближається до бажаної, тим менший шлях проходить агрегат і тим менші витрати пального і часу необхідно на його переміщення.

Схема жнивального МТА як технічної системи об'єднаної в єдине ціле з прикладеними силами, моментами і геометричними параметрами представлено на рис.1.

Жниварний машинно-тракторний агрегат складається з трактора МТЗ-80, агрегатованого з жнивальною ЖВП-6,4. Трактор має колісну формулу 4К2 з приводом на задні ведучі колеса. Рушійна сила агрегату обумовлена активними силами P_k , що діють на привідні задні колеса. Всі колеса жнивального МТА як трактора, так і жниварки мають опір перекошування по полю F_{ci} . У випадках неспівпадання напрямку руху МТА з напрямком сили опору виникають бокові сили $F_{\delta i}$. Вони характерні для передніх керованих коліс трактора і опорних коліс серійної жниварки. Геометричні суми сил опору і бокових сил дають суму сил F_i , що діють на вказані колеса.

$$\bar{F} = \bar{F}_{ci} + \bar{F}_{\delta i}. \quad (1)$$

Результуюча сила направлена в напрямку швидкості руху \bar{V}_0 МТА.

Для вивчення динаміки і стійкості руху жнивального МТА доцільно розглянути його в системі нерухомих декартових координат ХОУ. Відповідно до прийнятої системи встановлені координати центрів ваги трактора X_{ct} , Y_{ct} і жниварки X_{cj} , Y_{cj} .

Внаслідок асиметричного навантаження агрегату сумарний його опір зміщується вправо відносно центральної повздовжньої осі трактора. Утворений момент сприяє розвертанню агрегату за годинниковою стрілкою. Для компенсації цього небажаного зміщення і його зрівноваження оператор вимушений розвертати передні керовані колеса на деякий кут α , створюючи тим самим бокові зусилля $F_{\delta n}$, які породжують реактивний момент, направлений проти годинникової стрілки.

Згідно прийнятих на рис.1 позначень умову зрівноваженості дії сил відносно точки зчеплення можна записати слідуочим чином.

$$M_{ж} = M_{т} \quad (2)$$

$$\text{Або} \quad \sum F_{\delta i} \cdot a_i = 2 \cdot F_{\delta n} \cdot l_1, \quad (3)$$

a_i – плече і-сили діючої на жниварку;

l_1 – міжосьова відстань трактора.

Рух жнивального МТА як динамічної системи обумовлюється дією прикладених сил і характером зв'язків, що об'єднують функціональні частини в єдину технічну систему. Зв'язком для жнивального агрегату є шарнірне зчеплення між трактором і жнивркою. Цей зв'язок носить геометричний голономний характер і обмежує рух жниврки.

Для аналізу динаміки руху жнивального МТА в дослідженні зроблено ряд припущень, що дадуть змогу моделювання процесів без втрати основних закономірностей переміщення агрегату як автономної технічної системи:

- при розгляді руху враховуються тільки основні елементи, які здійснюють свої поступальні та обертальні переміщення;

- усі точки МТА, що здійснюють рух по полю, переміщуються у площинах паралельних площині осей координат ХОУ;

- рух жнивального МТА починається з моменту часу t_0 , якому відповідає швидкість руху $V_0=0$ (стан спокою). В процесі переміщення швидкість руху не міняється, а вважається величиною сталою;

- енергозасіб (трактор) і причіпна жнивварка з боковою навіскою представляють собою механічну систему, з'єднану шарнірно, що здійснює плоско-паралельний рух відносно поверхні поля (система координат ХОУ);

- МТА рухається рівномірно, а профіль поля під колесами однаковий і не суттєво впливає на траєкторію руху. Опорні колеса мають постійний локальний контакт з поверхнею поля;

- опір переміщення МТА є випадковою величиною, що зводиться до функцій часу від сили $F_c(t)$ і моменту $M_c(t)$, які прикладені до центральних осей і центрів мас трактора та жниврки. Усередині загальні сумарні значення опорів вважаються величинами постійними;

- центр мас трактора і жниврки знаходяться на головних повздовжніх осях;

- прийнято, що при переміщенні МТА опір поверхні виникає тільки за рахунок деформації та зминання ґрунту боковими поверхнями опорних коліс. Сила тертя опорних коліс по ґрунту входить складовою в загальний тяговий опір переміщення МТА;

- вплив відцентрових сил і гіроскопічних моментів інерції не враховується внаслідок незначних їх величин.

Відповідно до прийнятих позначень (рис.1) відстань між точками приєднання жнивarki до трактора (точка O_2) і центром її маси (точка $C_{ж}$) дорівнює:

$$l_2 = \sqrt{a_2^2 + b_2^2} . \quad (4)$$

Враховуючи координату цих точок можна записати:

$$(x_{02} - x_{сж})^2 + (y_{02} + y_{сж})^2 = \sqrt{a_2^2 + b_2^2} . \quad (5)$$

Отримане рівняння і є рівнянням зв'язку, що обмежує рух жнивarki як причіпного агрегату до енергоносія. Координати центру маси жнивarki завжди можна виразити через задані a_2 , b_2 параметри і кут відхилення φ_n .

$$\begin{cases} x_{сж} = a_2 \cdot \cos \varphi_n + b_2 \cdot \sin \varphi_n ; \\ y_{сж} = a_2 \cdot \sin \varphi_n + b_2 \cdot \cos \varphi_n , \end{cases} \quad (6)$$

де, a_2 – відстань між точкою зчеплення і головною віссю жнивarki;

b_2 - зміщення центра мас жнивarki по її головній осі.

Тоді рівняння зв'язку після підстановки представляється слідуючим чином:

$$(x_{02} - a_2 \cdot \cos \varphi_n - b_2 \cdot \sin \varphi_n)^2 + (y_{02} - a_2 \cdot \sin \varphi_n - b_2 \cdot \cos \varphi_n)^2 = \sqrt{a_2^2 + b_2^2} . \quad (7)$$

Отримане рівняння зв'язку знижуючи ступінь вільності системи остаточно визначає кількість незалежних узагальнених координат за допомогою яких однозначно може бути описана динаміка руху жниварного МТА з причіпною боковою навіскою. До цих координат належать:

- координати центра мас трактора $X_{ст}$, $Y_{ст}$;
- кут поворота повздовжньої осі трактора навколо центра мас $\beta_{ст}$;
- кут повороту жнивarki навколо центра мас $\beta_{сж}$.

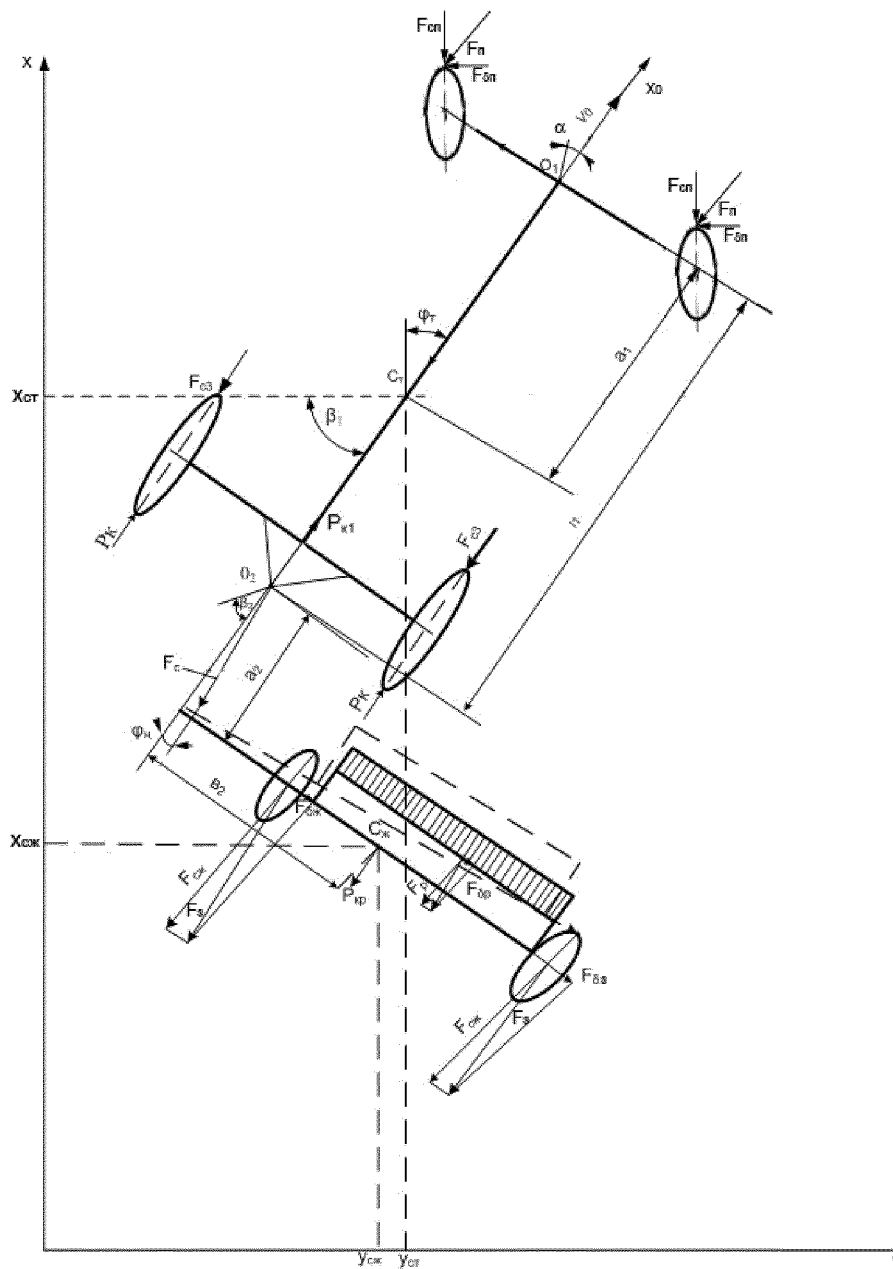


Рисунок 1 - Схема сил, які діють на трактор та жниварку

Згідно прийнятої схеми навіски (рис.1) різниця між кутами поворотів трактора і жниварки визначає їх відносне кутове зміщення φ_n , яке параметрично присутнє в рівнянні зв'язку.

$$\varphi_n = \beta_{ст} - \beta_{сжс} \quad (8)$$

Дослідження динаміки руху жнивального МТА можливе на основі використання варіаційних принципів механіки. Побудуємо для розглядаємої системи рівняння Лагранжа другого роду.

Загальний вигляд рівняння для жнивального МТА з урахуванням голономності зв'язків представляється у вигляді:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{dT}{d\dot{q}_s} \right) - \frac{dT}{d\dot{q}_s} = Q_s, \quad (9)$$

де T - кінетична енергія системи ;

q_s - узагальнені координати;

S - індекс узагальненої координати;

Q_s - узагальнена сила (момент), що відповідає прийнятій узагальненій координаті.

Кінетична енергія жнивального МТА складається з кінетичної енергії енергоносія (трактора) і кінетичної енергії агрегатованої сільськогосподарської машини (жнивarki). В свою чергу, кінетична енергія кожної із складових технічної системи утворюється поступовим і обертовим переміщенням. Тому, в загальному вигляді кінетичну енергію МТА можна записати у вигляді слідуючої суми:

$$T = \sum_{i=1}^2 T_i = 0,5 \cdot \sum_{i=1}^2 [m_i \cdot (\dot{x}_i^2 + \dot{y}_i^2) + I_i \omega_i^2]. \quad (10)$$

Оскільки розглядається двумасова система, що складається з трактора і жнивarki, то виходячи з загального визначення кінетичної енергії (рівняння 10) можна записати.

$$T = \frac{1}{2} \cdot m_m \cdot (\dot{x}_{cm}^2 + \dot{y}_{cm}^2) + \frac{1}{2} \cdot I_m \cdot \omega_m^2 + \frac{1}{2} \cdot m_{жк} \cdot (\dot{x}_{сжк}^2 + \dot{y}_{сжк}^2) + \frac{1}{2} \cdot I_{жк} \cdot \omega_{жк}^2, \quad (11)$$

де m_T – маса трактора;

$x_{ст}, y_{ст}$ – координати центра мас трактора;

I_T – момент інерції трактора;

$\omega_{ст}$ – кутова швидкість повороту трактора навколо власного центра мас;

$m_{жк}$ – маса жнивarki;

$x_{сжк}, y_{сжк}$ – координати центра ваги жнивarki;

$I_{жк}$ – момент інерції жнивarki;

$\omega_{жк}$ – кутова швидкість повороту жнивarki навколо власного центра мас.

Складові швидкостей $\dot{x}_{cm}, \dot{y}_{cm}, \dot{x}_{сжк}, \dot{y}_{сжк}$ знаходяться виходячи з геометричних параметрів побудови МТА. За основу відліку прийняті координати $x_{ст}, y_{ст}$. Відповідно до них координати центру мас жнивarki визначаються рівняннями:

$$\begin{cases} x_{сжк} = x_{cm} - (l_1 - a_1) \cdot \sin \beta_{cm} - a_2 \cdot \sin \beta_{сжк} - e_2 \cdot \cos \beta_{сжк}; \\ y_{сжк} = y_{cm} - (l_1 - a_1) \cdot \cos \beta_{cm} - a_2 \cdot \cos \beta_{сжк} - e_2 \cdot \sin \beta_{сжк}; \end{cases} \quad (12)$$

де, a_1 – відстань між передньою віссю трактора і центрами мас трактора.

Швидкість переміщення центра мас жнивarki знаходяться диференціюванням системи рівнянь (12) по часу.

$$\begin{cases} \dot{x}_{сжк} = \dot{x}_{cm} - (l_1 - a_1) \cdot \dot{\beta}_{cm} \cdot \cos \beta_{cm} - a_2 \cdot \dot{\beta}_{сжк} \cdot \cos \beta_{сжк} + e_2 \cdot \dot{\beta}_{сжк} \cdot \sin \beta_{сжк}; \\ \dot{y}_{сжк} = \dot{y}_{cm} + (l_1 - a_1) \cdot \dot{\beta}_{cm} \cdot \sin \beta_{cm} + a_2 \cdot \dot{\beta}_{сжк} \cdot \sin \beta_{сжк} + e_2 \cdot \dot{\beta}_{сжк} \cdot \cos \beta_{сжк}. \end{cases} \quad (13)$$

У відповідність встановленим узагальненим координатам визначимо узагальнені сили. В проекції на вісь x маємо:

$$Q_{xcm} = \frac{\left[\sum_{i=1}^2 \delta A \cdot (F_i) \right] \cdot x_{cm}}{\delta \cdot x_{cm}} \quad (14)$$

або

$$Q_{xcm} = \frac{\sum_{i=1}^2 F_{xi} \cdot \delta x_i}{\delta x_{cm}}. \quad (15)$$

Так як $\delta x_i = \delta x_{ст.}$, то

$$Q_{xcm} = \sum_{i=1}^2 F_{xi} = F_{xcm} + F_{xжс}.$$

По аналогії узагальнена сила, що діє у напрямку осі, дорівнює сумі

$$Q_{уст} = \sum_{i=1}^2 F_{yi} = F_{уст} + F_{усжс}, \quad (16)$$

де $\sum_{i=1}^2 F_{xi} i \sum_{i=1}^2 F_{yi}$ - сума проекцій усіх сил на і ланку системи, що діють відповідно в проекціях на вісь x і вісь y;

$\delta A(F_i)$ – варіації роботи суми сил F_i ;

$\delta x, \delta y$ – варіації переміщень у напрямку осей x і y.

Узагальнені сили (моменти), що виникають в результаті кутових переміщень трактора $\beta_{ст}$ і жниварки $\beta_{жс}$ можуть бути визначені, як варіації робіт при цих переміщеннях. Для цього визначимо координати шарніра приєднання жниварки до трактора (точки O_2).

З геометричних побудов координати точки O_2 складають:

$$\begin{cases} x_{02} = x_{cm} - (l_1 - a_1) \cdot \sin \beta_1 \\ y_{02} = y_{cm} - (l_1 - a_1) \cdot \cos \beta_1 \end{cases} \quad (18)$$

Варіації координат точки зчеплення O_2 будуть:

$$\begin{cases} \delta x_{02} = \delta x_{cm} - (l_1 - a_1) \cdot \delta \beta_{cm} \cdot \cos \beta_{cm} \\ \delta y_{02} = \delta y_{cm} + (l_1 - a_1) \cdot \delta \beta_{cm} \cdot \sin \beta_{cm} \end{cases} \quad (19)$$

Узагальнена сила (момент сили), що діє на трактор в центрі його мас:

$$Q_{\beta cm} = \frac{\left[\sum_{k=1}^n \delta A(F_k) \right] \cdot \beta_{cm}}{\delta \cdot \beta_{cm}}. \quad (20)$$

або підставивши складові

$$Q_{\beta cm} = M_{cm} - M_{om} + \frac{1}{\delta \beta_{cm}} [F_{x02} \cdot \delta x_{02} + F_{y02} \cdot \delta y_{02}]. \quad (21)$$

Звідкіля

$$Q_{\beta_{ct}} = M_{ct} - M_{ot} + (l_1 - a_1) \cdot [F_{x02} \cdot \sin \beta_{ct} - F_{y02} \cdot \cos \beta_{ct}] . \quad (22)$$

Відповідно по аналогії для узагальненого кутового переміщення центра мас жнивarki запишемо:

$$Q_{\beta_{жс}} = M_{сжс} - M_{ожс} . \quad (23)$$

Встановлені геометричні параметри жниварного МТА з боковою навіскою, зв'язки між елементами системи і силові фактори, що діють на них необхідні для складання рівнянь динаміки руху, що буде проведено в подальших дослідженнях.

Список літератури

1. Авдеев В.М. Устойчивость и управление движением колесного шарнирно - сочлененного трактора по грунту в составе сельскохозяйственного агрегата. Автограф, Харьков. 1985.
2. Аветисян Р.Д. Исследования устойчивости движения и управления культиваторным агрегатом при междурядной обработке пропашных культур на силосах. Автограф. Єреван. 1974.
3. Бартаханов П.Б. Исследования устойчивости движения и управления колесного агрегата в условиях эксплуатации.-М.: Колос, 1965.
4. Бычков Н.И. Обоснование схем агрегатирования машин./ Механизация и электрификация сельского хозяйства.- 1981.- №6.

А. Бойко, Л. Савченко

Определение структуры силовых факторов, которые действуют на жатный машинно-тракторный агрегат с боковой навеской

В статье рассмотрен фактор устойчивости движения машино-тракторных агрегатов от которых зависят качественные и эксплуатационные показатели технических операций, в том числе траэктория и энергоемкость МТА. Установлены геометрические параметры жниварного МТА с боковой навеской, связи между элементами системы и силовые факторы, которые действуют на них, необходимые для составления уравнений динамики движения.

A. Boiko, L. Savchenko

The determination of structure of power factors which operating on the harvesting machine-tractor units with side hinge-plate

In this article it is examined the factors steadiness of movement machine-tractor units from which depend the qualities and operating factors technical operations including trajectory and energy intensity of MTU. Installed geometric parameters of harvesting MTU with side hinge-plate, connections between elements of system and forcing factors which acting to them are necessary for the creating equation of dynamics of movement.

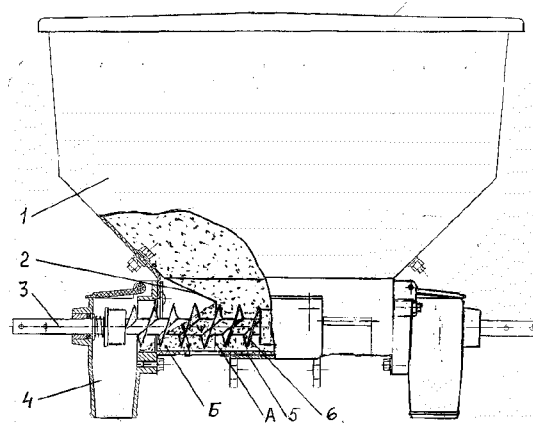
Одержано 19.09.09

Про причини нерівномірності висіву шнековими туковисівними апаратами

У статті приведені результати теоретичних досліджень по визначенню нерівномірності розподілу добрив у рядку, а також висвітлено основні принципи роботи шнекових туковисівних апаратів різної конструкції. Розроблена теоретично обґрунтована математична модель руху частки добрив та осьового переміщення нижніх точок шнека, для подальшого визначення напрямів покращення якості висіву добрив.

туковисівні апарати, нестійкість висіву, якість розподілу туків, шнек

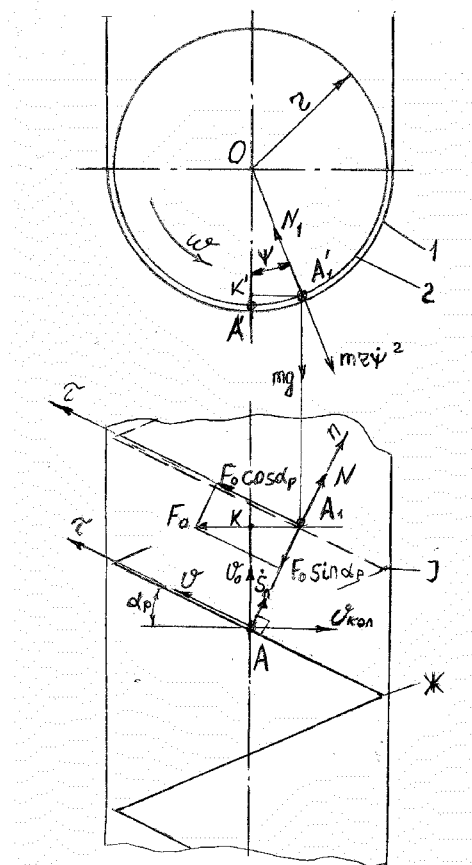
Якість висіву туковисівними апаратами визначається по якості їх дозуючої здатності, тобто здатності висівати за кожний оберт робочого органу однакову кількість добрив. Шнековий туковисівний апарат (рис. 1) відповідає агро вимогам по якості дозування (якість дозування не перевищує 8% [1]). Але розподіл туків уздовж рядка здійснюється вкрай нерівномірно [2]. Причина такої нерівномірності полягає у характері транспортування матеріалу гвинтом шнека по кожуху.



1 – бункер; 2 – козирок; 3 – вал; 4 – лійка; 5 – корпус; 6 – гвинт;
А – дозуючий отвір; Б – зона транспортування туків гвинтом до лійки

Рисунок 1 – Шнеково-пружинний туковисівний апарат

Під час роботи апарата туки самопливом поступають з бункера в забірну камеру, заповнюють її і поступово переміщуються гвинтом шнека крізь дозуюче вікно А (рис. 1) по жолобу до лійки 4. При цьому частка (гранула) (рис. 2), яка знаходиться на поверхні гвинта біля кожуха, при переміщенні стрічки гвинта шнека з положення Ж в положення І рухається по внутрішній поверхні кожуха та по поверхні стрічки з точки А до точки А₁ в напрямку по нормалі до стрічки гвинта. На частку діють: сила ваги mg ; відцентрова сила $mr\psi^2$; реакція кожуха шнека $A_1 N_1$; сила тертя частки $F_1 = f_1 N_1$ по поверхні кожуха; реакція стрічки шнека N ; сила тертя $F = fN$ по поверхні стрічки.



1 – кожух; 2 – стрічка гвинта шнека

Рисунок 2 – Сили, що діють на частку при обертанні гвинта шнеків

Тоді рівняння руху частки відносно рухомої системи координат $A\tau$ та An (рис. 2) буде наступним:

$$m \frac{d\vartheta}{dt} = F_0 \cos \alpha_p - fN; \quad (1)$$

$$m \frac{d\dot{S}_n}{dt} = F_0 \sin \alpha_p - N, \quad (2)$$

де α_p – кут підйому гвинтової лінії шнека;

F_0 – сила опору руху точки по поверхні кожуха,

$$F_0 = f_1(mg \cdot \cos \psi + mr\psi^2) + mg \sin \psi;$$

f – коефіцієнт тертя о поверхню стрічки гвинта шнека;

m – маса частки туків;

f_1 – коефіцієнт тертя о поверхню кожуха;

r – радіус циліндра кожуха;

g – прискорення вільного падіння.

Для того, щоб шнек працював як транспортер (конвеєр), а не ворушилка – перемішувач, необхідно щоб під час обертання шнека відбувався відносний рух ковзання матеріалу по стрічці гвинта шнека за рахунок дії рушійної сили. Цією умовою є:

$$\alpha_p < 90^\circ - \varphi, \quad (3)$$

де φ – кут тертя туків о поверхню стрічки гвинта шнека.

Під час обертання шнека, при наявності прослизання частки по поверхні стрічки гвинта шнека (умова 3), точка A переміститься в точку A_I по напрямку дії реакції поверхні стрічки гвинта шнека N (рис. 2). Тоді, враховуючи рівняння (1) та (2), можемо записати рівняння руху матеріальної точки по осі An :

$$m \frac{d\dot{S}_n}{dt} = F_0 \cdot \sin \alpha_p - (F_0 \cdot \cos \alpha_p - m \frac{d\vartheta}{dt}) / f. \quad (4)$$

Підставивши значення F_0 та зробивши відповідні перетворення, отримаємо:

$$\frac{d\dot{S}_n}{dt} = (gf_1 \cdot \cos \psi + rf_1 \dot{\psi}^2 + g \sin \psi) (\sin \alpha_p - \frac{\cos \alpha_p}{f}) + \frac{1}{f} \frac{d\vartheta}{dt}, \quad (5)$$

де ψ – кут підймання матеріальної точки по поверхні кожуха, який знаходиться в геометричній залежності від величини шляху її по кожуху.

Тому, відповідно рисунку 2 $\sin \psi = K' A'_1 / OA'_1$, $K' A'_1 = KA_1 = AA_1 \cdot \sin \alpha_p = S_n \cdot \sin \alpha_p$. Тоді:

$$\sin \psi = \frac{S_n}{r} \sin \alpha_p, \quad (6)$$

відповідно
$$\cos \psi = \sqrt{1 - (\frac{S_n}{r} \sin \alpha_p)^2}. \quad (7)$$

Підставивши значення $\sin \psi$ та $\cos \psi$ у рівняння (5) отримаємо:

$$\frac{d\dot{S}_n}{dt} = M (gf_1 \cdot \sqrt{1 - (\frac{S_n}{r} \sin \alpha_p)^2} + rf_1 \dot{\psi}^2 + \frac{g S_n}{r} \sin \alpha_p) + \frac{1}{f} \frac{d\vartheta}{dt}, \quad (8)$$

де $M = \sin \alpha_p - \frac{\cos \alpha_p}{f}$.

Враховуючи геометричний зв'язок швидкостей \dot{S}_n та ϑ (рис. 2), зробимо заміну $\vartheta = \dot{S}_n / \tan \alpha_p$. Тоді рівняння (8) запишеться так:

$$\frac{d\dot{S}_n}{dt} (1 - \frac{1}{f \cdot \tan \alpha_p}) = M (gf_1 \cdot \sqrt{1 - (\frac{S_n}{r} \sin \alpha_p)^2} + rf_1 \dot{\psi}^2 + \frac{g}{r} S_n \sin \alpha_p)$$

або

$$\frac{d\dot{S}_n}{dt} = \frac{M}{\left(1 - \frac{1}{f \cdot \operatorname{tg} \alpha_p}\right)} \left(g f_1 \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{S_n}{r} \sin \alpha_p\right)^2} + \frac{g S_n}{r} \sin \alpha_p + r f_1 \psi^2 \right). \quad (9)$$

Аналітичним шляхом це рівняння не вирішується. Для спрощення цього рівняння розглянемо роботу тихохідного шнека (частота обертання шнека $n_{ш} \leq 30 \text{ об/хв}$), де відцентровою силою можна знехтувати, тобто $r f_1 \psi^2 = 0$, а також приймемо, що $f = f_l$, тоді:

$$\frac{d\dot{S}_n}{dt} = \frac{M}{\left(1 - \frac{1}{f \cdot \operatorname{tg} \alpha_p}\right)} \left(g f \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{S_n}{r} \sin \alpha_p\right)^2} + \frac{g S_n}{r} \sin \alpha_p \right). \quad (10)$$

Оскільки рішення рівняння (10) у явному вигляді теж відсутнє, то для визначення осьового переміщення частки S_n використовуємо чисельний метод, з використанням програмного забезпечення MathCAD, при вихідних даних: $\alpha_p = 9^\circ$; $r = 0,025 \text{ м}$; $f = f_l = 0,75$.

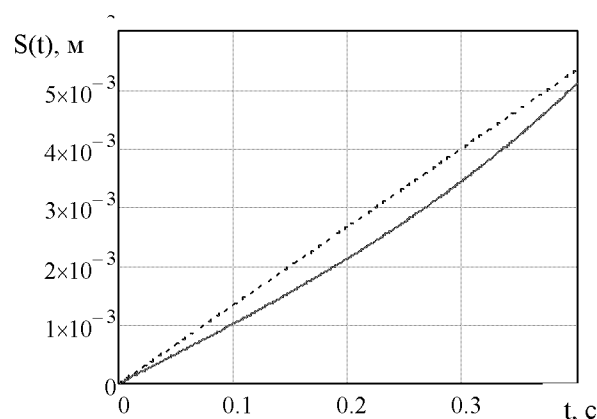
Підставимо вихідні дані у формулу (10), отримаємо розрахункову формулу:

$$\frac{d\dot{S}_n}{dt} = 0,118 \cdot g \cdot \sqrt{1 - 38,9 \cdot S_n^2} + 0,98 \cdot g \cdot S_n. \quad (11)$$

В той же час величину осьового переміщення точок крайки гвинта шнека, у нижній частині шнека, під час його обертання, можна визначити за формулою:

$$S_r = \vartheta_0 \cdot t = \vartheta_{\text{кол}} \operatorname{tg} \alpha_p \cdot t = \omega \cdot r \cdot \operatorname{tg} \alpha_p \cdot t. \quad (12)$$

Використовуючи ті ж вихідні дані, отримуємо графік зміни осьового шляху точок крайки гвинта шнека S_r (рис. 3).



— $S(t)$ – осьовий рух частки туків; - - - $S_s(t)$ – осьовий рух нижніх точок шнека

Рисунок 3 – Графіки зміни величини руху частки та осьового переміщення нижніх точок шнека

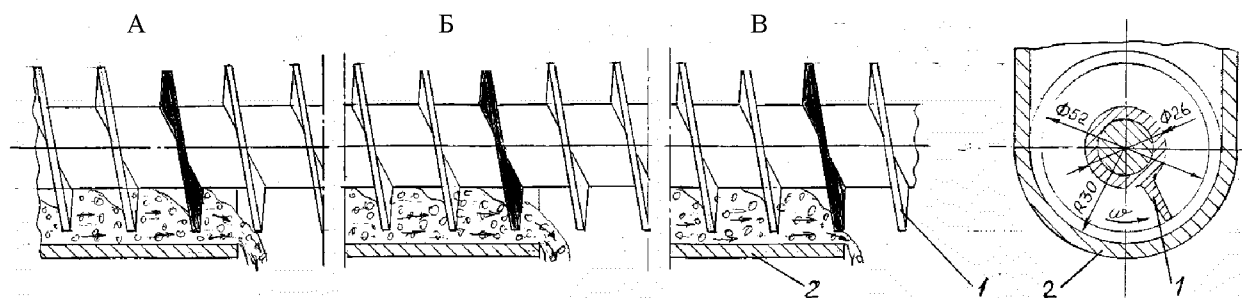
Як витікає з аналізу графіків, за рахунок випередження руху точок гвинта над осьовим переміщенням частки, перед робочими поверхнями стрічки гвинта відбувається відповідне накопичення матеріалу, який транспортується, а від попередньої гвинтової поверхні стрічки гвинта, яка рухається на відстані кроку попереду, він дещо відстає, а тому проміжок між сусідніми гвинтовими поверхнями заповнюється матеріалом нерівномірно.

Це можна пояснити також і тим, що рух гвинта з кутом підйому гвинтової лінії α_p з коловою швидкістю $\mathcal{G}_{\text{кол}}$ (рис. 2) супроводжує переміщення часток туків перпендикулярно до поверхні гвинта з абсолютною швидкістю $\mathcal{G}_0 = \mathcal{G}_{\text{кол}} \cdot \sin \alpha_p$ і відносною швидкістю по робочій поверхні гвинта $\mathcal{G} = \mathcal{G}_{\text{кол}} \cdot \cos \alpha_p$. Виходячи з цього маємо, що

$$\mathcal{G} < \mathcal{G}_{\text{кол}}. \quad (13)$$

Тобто колова швидкість більше за відносну швидкість матеріалу по поверхні стрічки гвинта, що приводить до відповідного накопичення матеріалу перед поверхнею стрічки.

На основі наведеного вище аналізу руху туків гвинтом шнека можливо уявити і процес скиду його у лійку тукопроводу. Так, розглядаючи, наприклад, будь-які послідовні три положення стрічки гвинта біля окрайки розвантажувального вікна кожуха над тукопроводом бачимо, що кількість скиду туків у розвантажувальне вікно за один оберт гвинта шнека різна. При відкритті проміжку між суміжними стрічками гвинта над розвантажувальним вікном, спочатку відбувається максимальний скид матеріалу (рис. 4: положення А та Б), а в кінці руху цього проміжку відбувається скидання тільки активного шару (рис. 4: положення В), якщо є необхідний технологічний проміжок λ між окрайкою гвинта шнека та кожухом.

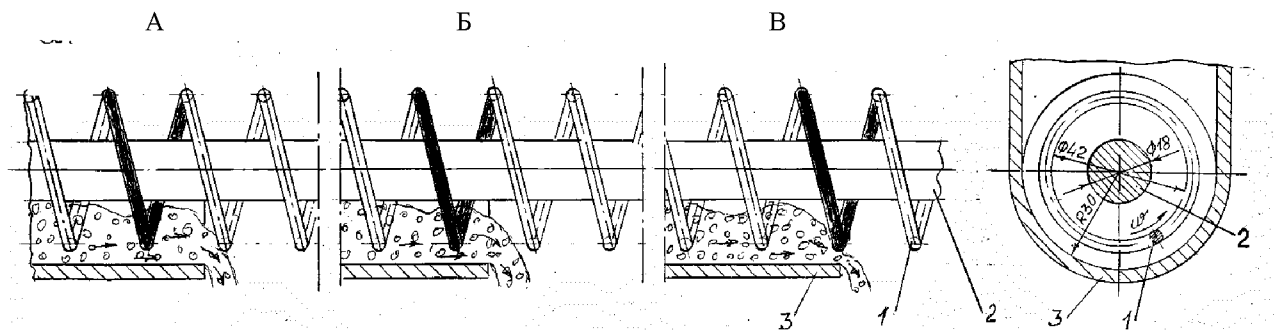


1 – гвинт; 2 – кожух шнека

Рисунок 4 – Схема характеру скиду туків гвинтом шнека у лійку тукопроводу туковисівним апаратом фірми «Джон-Дір»

При заміні суцільної стрічки гвинта на стрічку з дроту, для можливості висіву туків підвищеної вологості (наприклад, суміші суперфосфату з аміачною селітрою) без залипання стрічки гвинта, характер скиду матеріалу у розвантажувальне вікно залишається пульсуючим (рис. 5). Можливо можна дещо зменшити пульсацію матеріалу, що скидається у розвантажувальне вікно, за рахунок зміни кроку гвинта та діаметра дроту стрічки гвинта при умові, що кут нахилу α_p гвинта буде відповідати умові (3), а мінімальний крок гвинта шнека та внутрішній зазор між валом і дротом гвинта не повинен бути меншим двох максимальних діаметрів гранул, щоб уникнути їх

заклинювання і порушення процесу вільного обтікання дроту матеріалом під час роботи апарата.



1 – стрічка гвинта з дроту; 2 – вал; 3 – кожух шнека

Рисунок 5 – Схема характеру скиду туків гвинтом шнека, стрічкою якої є дріт, у лійку тукопроводу туковисівним апаратом АТП-2 «Червоної зірки»

Як показує наведений аналіз роботи шнеків, уникнути пульсуючого характеру скиду туків у лійку тукопроводу, а значить і нерівномірного їх розподілу уздовж борозни, за рахунок будови та геометричних параметрів гвинтів шнеків, не можливо. Але при відповідному виборі кроку та діаметру дроту стрічки гвинта можна тільки дещо «згладити» цю пульсацію. Експериментальним шляхом необхідно визначити як все це вплине на якість розподілення туків уздовж рядка.

Список літератури

1. Мордохович Д.И., Томпаков А.Е. Туковывсевающие аппараты // Механизация и электрификация с.-х.-1984.-№8.-С.60-61.
2. Осипов І.М., Рева О.М., Сисолина І.П. Результати попередніх досліджень шнекового туковисівного апарата АТП-2 // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету /техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація/ КНТУ, 2008, випуск 20.- С.226-229.

И. Сысолина

О причинах неравномерности высева шнековыми туковывсевающими аппаратами

В статье приведены результаты теоретических исследований по определению неравномерности распределения удобрений в рядке, а также изложено основные принципы работы шнековых туковывсевающих аппаратов разной конструкции. Разработана теоретически обоснованная математическая модель движения частицы удобрений и осевого перемещения нижних точек шнека, для определения направления улучшения качества высева удобрений.

I. Sysolina

On reasons of unevenness sown of screw devices of fertilizers.

In the article it is resulted of the theoretic researches of determination of unevenness of distributing of fertilizers is resulted in a line, and main principles of work of diversity design of screw devices of fertilizers are stated. For determination of the means of improvement quality of sown of fertilizers, the in theory grounded mathematical is developed model of movement of part of fertilizers and lengthwise of movement of lower points of screw.

Одержано 14.09.09

А.И. Сидашенко, проф., канд. техн. наук, И.Г. Шержуков, доц., канд. техн. наук,
А.Г. Тридуб, доц., канд. техн. наук

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства им. Петра
Василенко, г. Харьков*

Предремонтная диагностика автомобилей с помощью USB – осциллографа (мотортестера)

В статье приведено описание оригинальной методики первичной диагностики автомобиля с применением минимального набора стандартных датчиков и приборов. Первичная диагностика автомобиля может быть произведена быстро при помощи USB-осциллографа с использованием разработанной компьютерной программы и автоматизированной обработки информации.
диагностирование, датчики бортовой сети электрооборудования, низкая трудоемкость

При диагностике автомобилей широкое распространение получили сканеры различных типов [1,2]. Эти приборы имеют разные возможности и позволяют вести диагностику с разной детализацией параметров. Сканеры при диагностике используют датчики, установленные на автомобиле. Информация, полученная с датчиков, обрабатывается блоком управления автомобиля с помощью его программного обеспечения. Сканер устанавливает связь с блоком управления и обменивается с ним информацией при помощи специальных протоколов обмена информацией. Преимущество приборов такого типа – простота и удобство работы, так как отпадает необходимость в размещении и закреплении дополнительных датчиков и соединительных проводов. Недостаток – объем получаемой информации ограничен возможностями блока управления автомобиля, а в случае неисправности датчика или соединительных проводов возможно получение ошибочной информации.

Второй распространённый тип диагностических приборов – это мотортестеры [2,3]. Особенность этих приборов это использование датчиков, которыми укомплектован диагностический прибор. Основой мотортестера является USB-осциллограф – прибор, позволяющий превратить персональный компьютер в пишущий осциллограф. Современный мотортестер позволяет регистрировать в памяти компьютера сигналы, полученные с одного или нескольких датчиков, установленных на диагностируемом двигателе. В дальнейшем имеется возможность просматривать, анализировать и обрабатывать полученную информацию с помощью программного обеспечения мотортестера. Использование датчиков мотортестера позволяет избежать недостатков приборов первого типа, однако существенно повышает трудоёмкость и, соответственно стоимость диагностики.

Целью данного исследования является возможность объединения преимуществ обоих методов – то есть возможность получения максимального объема информации при минимальной трудоёмкости тестирования с использованием минимального количества датчиков. При этом датчики должны отличаться простотой, дешевизной, а их монтаж не вызывать больших трудностей.

В отличие от мотортестера USB – осциллограф является распространённым и относительно дешёвым прибором. Их производят как в Украине, так и за рубежом. Анализ технических характеристик и стоимости осциллографов различных

конструкций позволяет отдать предпочтение отечественной разработке – USB – осциллографу Посталовского. Он выполнен в виде приставки к персональному компьютеру и имеет разъёмы для соединительных проводов (рис. 1).

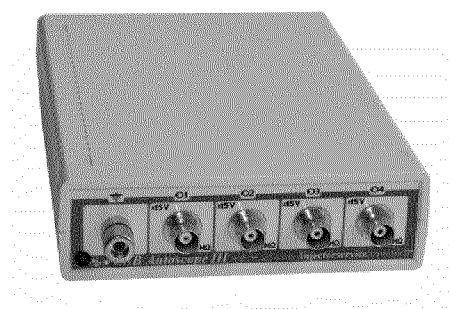


Рисунок 1 - USB- осциллограф Посталовского

Графики, отображаемые на мониторе, называют осциллограммами. Осциллограф отображает осциллограммы напряжений, то-есть зависимости напряжения от времени. Путём просмотра осциллограмм напряжений можно выявить неисправности в электрических цепях в рабочем режиме без их разборки. По осциллограммам напряжений также можно выявить неисправности датчиков, исполнительных механизмов и электропроводки в электронных системах автомобилей.

Если к входу осциллографа не подключать никакого источника напряжения, то осциллограмма будет выглядеть как ровная горизонтальная линия. Такую линию называют "нулевая линия", так как она отображает уровень, соответствующий напряжению равному 0 Вольт на входе осциллографа. Пример внешнего вида экрана монитора компьютера, работающего в режиме осциллографа приведен на рис. 2.

При подаче напряжения на входную клемму соответствующего канала осциллографа происходит смещение линии относительно нулевого положения, причём, амплитуда сигнала характеризует величину напряжения, а продолжительность сигнала может быть определена по продолжительности импульса. Для получения характеристики изменения тока в цепи используют шунт, трансформатор тока или токовые клещи.

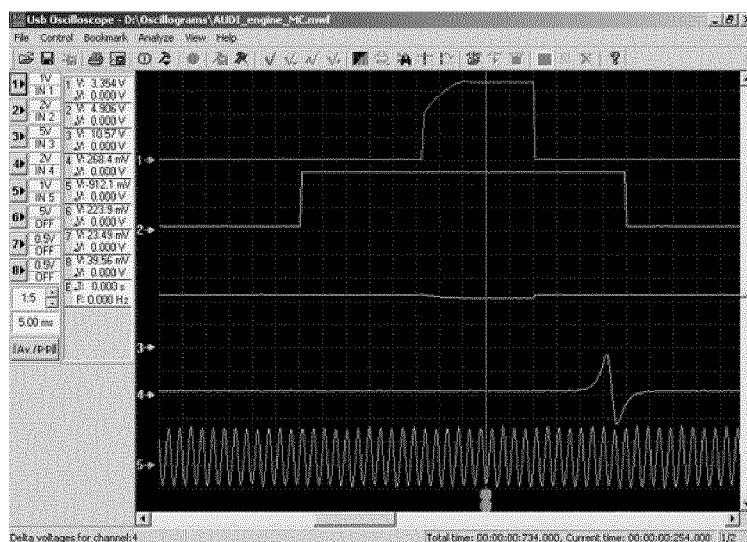
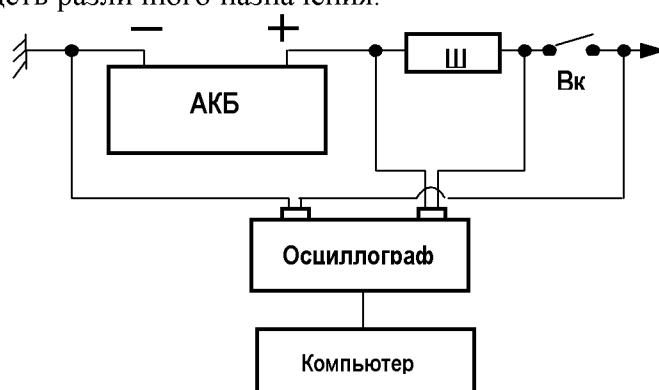


Рисунок 2 - Пример вывода на экран многоканального осциллографа нескольких сигналов одновременно с индивидуальной настройкой положения нулевой линии для каждого канала

Большинство осциллограмм напряжений сигналов имеют форму отличную от ровной горизонтальной линии. Положение нулевой линии на экране осциллографа можно изменять по вертикали – поднять выше или опустить ниже. Необходимость изменения положения нулевой линии (выше или ниже) зависит от формы исследуемого сигнала, а так же возникает в случае использования многоканального осциллографа.

При проведении первичной диагностики автомобиля можно получить большой объем информации, используя два информационных канала осциллографа на один из которых подаются напряжение на клеммах аккумуляторной батареи, а на другой – ток, протекающий в цепи аккумуляторной батареи. Для измерения напряжения нет необходимости в каких либо датчиках, а для измерения тока лучше всего использовать токовые клещи постоянного тока, одетые на силовой положительный провод либо шунт, установленный в разрыв цепи батареи. Доступность датчиков, быстрота и простота их монтажа обеспечивает возможность широкого использования этого метода для транспортных средств различного назначения.



АКБ – аккумуляторная батарея; Ш – шунт; Вк – выключатель

Рисунок 3 – Блок-схема подключения элементов диагностического комплекса к бортовой электрической сети

Рассмотрим, какую информацию можно получить используя предлагаемую методику диагностирования. Схема подключения приборов приведена на рис.3.

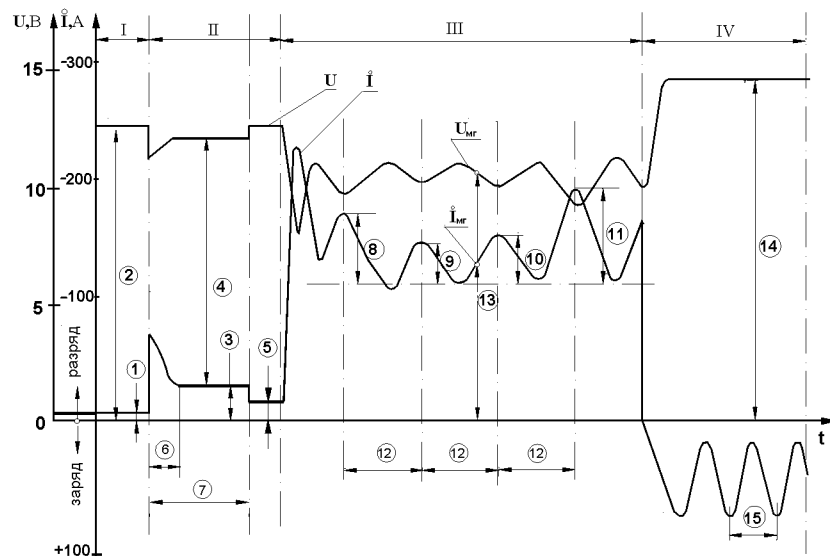
На рисунке 4 представлена типовая осциллограмма, получаемая при диагностике автомобиля с применением предлагаемой методики диагностирования.

При выключенном зажигании (рис.4, период I) диагностируется :

1.Утечка тока при хранении транспортного средства. Современные автомобили характеризуются использованием большого количества электронных систем, многие из которых даже в исправном состоянии потребляют значительное количество энергии. Это приводит к разряду аккумуляторной батареи. При возникновении неисправностей, связанных с повышенной утечкой тока возможен полный разряд батареи и затруднённый пуск двигателя.

2.Степень заряженности аккумуляторной батареи (АКБ). Состояние АКБ может быть оценено различными способами. При выключенном зажигании имеется возможность измерить напряжение АКБ при разомкнутой внешней цепи. Известно, что полностью заряженная АКБ имеет напряжение 12,7В, а полностью разряженная – 12В. Измерив действительное напряжение, оценивают степень заряженности АКБ.

При включённом зажигании (рис.4, период II) диагностируется :



U - напряжение, В; I - ток, А; $U_{мг}$ – мгновенное значение напряжения, В; $I_{мг}$ - мгновенное значение тока, А; 1 ... 15 - параметры диагностирования; периоды при запуске: I – зажигание выключено; II – зажигание включено; III - прокручивание двигателя стартером без подачи топлива, IV – запуск двигателя

Рисунок 4 - Характер изменения напряжения и тока в процессе диагностирования автомобиля

3. Количество работающих свечей накаливания (для дизельных двигателей имеющих свечи). При включении свечей сопротивление компенсационной спирали мало. Это приводит к тому, что в первое время происходит увеличенное потребление тока и падение напряжения АКБ. По мере прогрева свечей растет сопротивление компенсационных спиралей, что приводит к падению потребляемого тока и его стабилизации после полного нагрева свечей. Зная величину потребляемого тока всеми свечами и ток, потребляемый одной свечей, определяют количество “рабочих” свечей.

4. Действительная ёмкость батареи может быть определена по величине падения напряжения, вызванного существенной нагрузкой – током, потребляемым свечами накаливания. Срок службы АКБ ограничен и составляет, как правило, 4-7 лет. По мере старения АКБ уменьшается её действительная ёмкость. Чем выше действительная ёмкость АКБ, тем меньше будет зависеть напряжение от потребляемого тока.

5. Ток, потребляемый после отключения свечей накала. При исправном автомобиле потребление тока на этом режиме постоянно. Оно **определяется потреблением тока обмоткой возбуждения генератора, лампами**. Как уменьшение потребляемого тока, так и его увеличение свидетельствует о неисправности генератора, ламп контрольных приборов и др.

6. Время прогрева свечей сопоставляют со временем горения контрольной лампы. При выходе из строя блока управления свечами время разогрева может оказаться недостаточным, что приводит к затруднённому запуску двигателя.

7. Время накаливания свечей. Если время накаливания недостаточно, то возможно ухудшение запуска или работы двигателя сразу после пуска. Большое время накаливания сокращает долговечность свечей.

При прокручивании двигателя стартером без подачи топлива (рис.4, период III) определяется:

(На современных автомобилях, оборудованных компьютерным блоком управления двигателем этот режим является обязательным. Он предшествует запуску двигателя и предназначен для заполнения маслом всех поверхностей. После включения стартера подача топлива включается только после 3 – 4 оборотов двигателя)

8, 9, 10, 11. Относительная компрессия в цилиндрах двигателя может быть определена по мгновенной амплитуде потребляемого тока (или амплитуде падения напряжения). Чем выше компрессия в цилиндре, тем большую мощность развивает стартер и соответственно выше потребляемый ток.

12. Частота вращения коленчатого вала двигателя при прокручивании стартером может быть определена по времени между пиками тока соответствующими сжатию воздуха в цилиндрах. Считается, что для надёжного запуска дизеля эта частота вращения коленчатого вала должна превышать 200 об/мин.

13. Мгновенная мощность, отдаваемая АКБ может быть определена перемножением мгновенного значения напряжения на мгновенное значение тока. Эта величина может использоваться для оценки действительной ёмкости батареи.

После запуска двигателя (рис.4, период IV) диагностируется:

14. Напряжение, вырабатываемое генератором на режиме холостого хода двигателя, характеризует исправность генератора и его способность заряжать батарею. Используя выключатель в цепи шунта, можно измерять напряжение при подключенной и отключенной АКБ.

15. Период между фазовыми токами генератора, который позволяет, с учетом передаточного отношения между коленчатым валом и валом генератора, а также количества фаз генератора, рассчитать частоту вращения коленчатого вала двигателя.

Таким образом, первичная диагностика двигателя в достаточно большом объёме может быть произведена просто и быстро при помощи USB – осциллографа с использованием минимального количества датчиков. В большинстве случаев достаточно просто записать осциллограмму процесса запуска двигателя и затем произвести её расшифровку. Для снижения трудоемкости процесса диагностирования по предлагаемому методу, а также с целью повышения степени объективности получаемой информации, целесообразна разработка компьютерной программы, способной автоматизировать обработку полученной информации и выдачу рекомендаций по проведению ремонта.

Список литературы

1. Гюертус Гюнтер. Диагностика дизельных двигателей. Пер. с нем. Ю.Г.Грудского. – М.: ЗАО «КЖИ «За рулём», 2004г. – 176с.; ил.
2. Гаврилов К.Л. Справочник по диагностике и ремонту легковых и грузовых автомобилей иностранного и отечественного производства. – Санкт-Петербург: Изд-во «Лейла», 2000. – 278с. Ил.
3. Скачко С.Д., Скачко К.С. Диагностика систем управления двигателем: пособие для начинающих специалистов. – Белгород: Изд-во «Константа», 2006. – 230с.

А. Сидашенко, І. Шержуков, А. Тридуб

Передремонтна діагностика автомобілів за допомогою USB – осцилографа (мотортестера)

У статті приведений опис оригінальної методики первинної діагностики автомобіля із застосуванням мінімального набору стандартних датчиків і приладів. Первинна діагностика двигуна

може бути проведена досить швидко за допомогою USB-осцилографа з використанням розробленої комп'ютерної програми та автоматизованої обробки інформації.

A. Sidashenko, I. Sherzhukov, A. Tridub

Prerepair diagnosis of cars with the help of USB – oscillograph (enginester)

In this article it is directed the description of original method of primary diagnostics of a car with the using of minimum the set of standard transducer and appliances. The primary diagnostics of the engine can be conducted rather quickly with the help of USB- oscillograph with the using developed computer programs and automatize treating information.

Одержано 18.09.09

В.И.Мельник, канд. техн. наук, С.А.Чигрина, асп.

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства
имени Петра Василенко*

Микроклимат каждого из полей, как фактор влияния на темпы проведения работ и потребность в технике

В статье представлен анализ влияния природных микроклиматических особенностей, возникающих в условиях холмистого рельефа, на сроки выполнения технологических операций и потребность в технике, а также на состояние сельскохозяйственных культур и их урожайность. микроклимат, рельеф, увлажненность почвы, механический состав почвы, радиационный баланс, влагообеспеченность растений

Чтобы получить устойчивые высокие урожаи сельскохозяйственных культур и при этом экономно расходовать имеющиеся ресурсы, необходимо учитывать много факторов различной природы. До сегодняшнего дня, влияние рельефа местности, окружающей природы (лугов, лесов, водоемов и пр.), почвенных и микроклиматических особенностей каждого из полей хозяйства на его потребность в технике остается малоизученным. Предпосылкой к изучению обозначенного вопроса служит очевидный тезис — все перечисленные факторы определяют микроклимат поля, а он, в свою очередь, сроки прогревания и созревания почвы, а значит, сроки и темпы проведения полевых работ. Можно предположить, что грамотно варьируя перечисленными факторами можно растянуть сроки проведения работ и тем обусловить снижение потребности в технике.

Основными особенностями микроклимата пересеченной местности являются неодинаковый приток солнечной радиации на склоны различного направления и крутизны, а также характер воздушного обмена между отдельными формами рельефа. Существенное значение имеет и ряд других факторов, в частности характер и состояние подстилающей поверхности, в особенности влажность почвы, которая неодинакова в разных частях рельефа, и состояние травостоя. Микроклиматические различия зависят также от характера погоды, определяющей величину радиационного баланса и условия воздушного обмена.

Изрезанность рельефа наблюдается на большинстве наших полей. В результате этого сельскохозяйственные культуры, растущие в верхней, средней или нижней части склона, оказываются не только в совершенно различных условиях увлажнения почвы и плодородия ее, но и в разных микроклиматических условиях. При этом часто оказывается, что влияние почвенных и микроклиматических условий противоположно. В верхней

части склона почвы часто смыты, малоплодородны, но микроклиматические условия благоприятны для развития растений. В нижней части склонов с намытыми плодородными почвами микроклимат бывает неблагоприятным для нормального развития растений. Зная особенности распределения почв и микроклимата в разных условиях рельефа, можно разработать и применять различные приемы агротехники для отдельных частей его с таким расчетом, чтобы сельскохозяйственные культуры могли максимально использовать положительные условия и не страдали бы от неблагоприятных факторов среды обитания.

Микроклиматические различия в разных формах рельефа в основном возникают вследствие особенностей солнечного нагрева различно ориентированных в отношении сторон света склонов и особенностей стока и подъема воздушных масс по склону.

Температура почвы влияет на рост, развитие и урожайность всех сельскохозяйственных культур, поэтому сведения о ней представляют большой интерес для сельскохозяйственного производства.

Влияние температуры почвы на рост, развитие и урожайность культурных растений показано многими исследователями [1,3,4,5,6,11 и др.]. Учет этого фактора в сельскохозяйственном производстве необходим, особенно в местностях с расчлененным рельефом, где температура почвы заметно различается даже на близко расположенных участках в зависимости от формы рельефа, экспозиции и крутизны склона.

Весной и летом почва получает больше тепла, чем отдает. Это оставшееся на поверхности почвы радиационное тепло, или остаточная радиация, и служит источником всех жизненных процессов на земле и прилегающем к ней слое воздуха. Она поддерживает жизнь растительных и животных организмов, она же, в основном, формирует микроклимат.

На одном и том же поле могут быть разные почвы и разные сельскохозяйственные культуры. Некоторые поля оставляют под пар. Поля могут быть по-разному увлажнены и различаться по рельефу. Поэтому и остаток радиационного тепла на таких полях будет разным. На поле под паром он был значительно больше. Черный пар больше поглощал солнечных лучей, чем яровая пшеница, которая отражала их в разные периоды своего развития от 12 до 25%.

Следовательно, микроклимат во многом зависит от того, как расходуется радиационный остаток, сколько тепла будет тратиться на нагревание более глубоких слоев почвы, воздуха и на испарение. Но иногда и на полях с большим радиационным остатком бывает холоднее, чем на полях, где этот остаток меньше. Это происходит потому, что на более влажном поле температура почвы будет ниже и излучение меньше. А это значит, что остаток радиационного тепла здесь будет больше. Казалось бы, что на этом поле должно быть и теплее. На самом же деле, наоборот, так как здесь почти весь остаток радиационного тепла тратится

на испарение с почвы, в то время как на более сухом поле – на нагревание воздуха.

Таким образом, чем больше влаги в почве, тем больше радиационного тепла тратится на испарение и меньше на нагревание воздуха.

Если же, наоборот, в почве будет мало влаги, то больше всего тепла пойдет на нагревание воздуха и меньше на испарение.

Наконец, если почва совсем сухая, то за исключением той небольшой доли тепла, которая идет на нагревание почвы, все остальное тепло будет затрачиваться на нагревание воздуха.

Почва отличается разнообразием теплофизических свойств, так как неоднородна по механическому составу и типу даже на близкорасположенных участках.

Механический состав почвы оказывает значительное влияние на ее температуру.

Данные исследований [2] показывают, что легкие песчаные и супесчаные почвы отличаются более высокими температурами, чем суглинистые, в основном, как было отмечено, из-за различной теплоемкости и теплопроводности их, обусловленных различной влажностью, причем с ростом температуры различие между температурой суглинистых и песчаных почв увеличивается.

Для сельскохозяйственного производства большое практическое значение представляют данные о времени наступления в почве температуры от $5,0$ до $10,0^{\circ}$, по которой можно судить о степени готовности ее к севу и посадке различных культур. Анализ материалов по температуре почвы показал, что в верхнем слое ($5 \dots 10$ см) температуры от $5,0$ до $10,0^{\circ}$ наступают в среднем примерно одновременно в воздухе и в суглинистой почве. Иногда наступление этих температур на глубине 10 см бывает на $1 \dots 2$ дня позже, чем на глубине 5 см.

Подъем температуры до $5,0 \dots 10,0^{\circ}$ на глубине 20 см по сравнению с воздухом и выше лежащими слоями почвы запаздывает обычно на $2 \dots 3$ дня.

В отдельные годы время наступления рассматриваемых температур в воздухе и в почве может довольно значительно различаться. Это бывает главным образом в тех случаях, когда происходит резкая смена воздушных масс, значительно различающихся по температуре, так как почва медленнее реагирует на подобные изменения температурного режима, чем воздух.

Для определения времени наступления температур воздуха $5,0$ и $10,0^{\circ}$ можно пользоваться данными ближайшей метеорологической станции или климатической картой дат наступления этих температур.

Поскольку тепловой режим почвы зависит не только от прихода и расхода тепла, но также и от характера почвы, то его можно регулировать,

изменяя, во-первых, составляющие баланса тепла и, во-вторых, свойства самой почвы.

Еще более резкое различие между поступлением и отдачей радиационного тепла наблюдается на участках поля с разным рельефом. А таких полей много. Они расположены то на холмах, то в низинах, обращены то на юг, то на север, восток или запад. Радиационный остаток на этих полях будет разным, так как они получают неодинаковое количество радиационного тепла.

Влияние рельефа на температуру отметил А.И.Воейков еще в 1881 г., указав, что низины и долины ночью холоднее соседних склонов и вершин. В дальнейшем влияние рельефа на микроклимат, а вместе с тем на температуру почвы и развитие сельскохозяйственных культур изучали для отдельных районов П.И.Колосков [6], С.А.Михайловская [9], В.П.Мосолов [10], Ф.П.Кривых [8], Гольцберг И.А. [3] и др. Они показали существенное влияние рельефа местности на температурный режим почвы и воздуха, распределение запасов влаги, а в связи с этим на сроки посева или посадки, развитие и урожайность сельскохозяйственных культур.

Известно, что чем выше стоит солнце, или чем отвеснее падают его лучи, тем больше поступает от него тепла на землю. Если количество солнечного тепла, поступающее в ясный день весеннего равноденствия (21 марта) на ровное поле, принять за 100%, то северный склон холма крутизной $10,0^\circ$ получит 77%, южный 117%, а северный склон холма крутизной $20,0^\circ$ получит 52%, южный 132%.

Весной, когда солнце стоит еще низко над горизонтом, больше всего тепла получают южные склоны. При этом крутые склоны, на которые солнечные лучи падают наиболее отвесно, будут иметь большее количество тепла. В это время года южные склоны крутизной более $20,0^\circ$ на широте Москвы получают больше тепла, чем ровные поля в субтропиках. Здесь увеличение крутизны южного склона только на один градус как бы переносит к климату на 100 км южнее.

Иное наблюдается летом в день летнего солнцестояния (22 июня) когда солнце поднимается высоко над головой. Лучи его сравнительно равномерно освещают северный и южный склоны, и почва везде получает примерно одинаковое количество тепла. Летом на более крутые южные склоны солнечные лучи будут падать менее отвесно, как бы скользя по поверхности, и склоны будут получать меньшее количество тепла.

Больше всего дополнительного тепла получают крутые южные склоны ранней весной и осенью, когда солнце стоит невысоко. На широте 60° южные склоны крутизной в 30° в середине апреля получают на 50% больше солнечного тепла, чем ровное место, на широте 50° – только на 28 % больше, потому что солнце здесь подымается выше, и его лучи как бы скользят по крутым склонам, не очень сильно нагревая их. Но вследствие того, что солнце стоит относительно высоко, оно лучше облучает и

обогревает северные склоны, чем на широте 60° .

Но на широте 60° весна наступает почти на месяц позднее, чем на широте 50° . Продолжительность вегетационного периода сельскохозяйственных культур тоже значительно различается.

Нельзя забывать, что пахотные склоны обычно пологи, крутизна их менее $10,0^{\circ}$ и редко превышает $6,0...7,0^{\circ}$. В этих условиях различия между прямой солнечной радиацией на южных и северных склонах летом (в июне) не превышают $7...8\%$, осенью же могут достигать $35...40\%$.

Тепло ранней весны расходуется на южных склонах на ускорение таяния снега, просыхание и прогревание почвы; растениями оно используется только косвенно. Это имеет большое практическое значение для сельскохозяйственного производства, так как благодаря этому пахоту и сев на южных склонах можно начинать раньше, чем на других участках рельефа.

Таким образом, можно считать, что в средних широтах в пересеченных местностях с пологими пахотными склонами при относительной разности высот между верхними и нижними частями рельефа $10...100$ м: (не более 150 м) и при условии достаточных запасов влаги в почве средние суточные температуры верхнего слоя почвы в весенний период на южных склонах по сравнению с ровными полями выше на $0,5...1,0^{\circ}$, по сравнению с северными склонами – на $2,0^{\circ}$, а в дневные часы в малооблачные дни – на $3,0...4,0^{\circ}$. Такое повышение температуры обеспечивает на южных склонах сев ранних яровых в среднем на $2...5$ дней раньше, чем на ровных полях, и раньше на $5...7$ дней, чем на северных склонах. В сухие теплые вёсны разница в сроках посева между южными и северными склонами может достигать 10 дней.

Восточные и западные склоны занимают промежуточное положение между северным и южным склонами. Более теплым является западный склон, потому что на восточном склоне часть прямой солнечной радиации в утренние часы расходуется на испарение росы.

Следовательно, если северные склоны покрыты более легкими песчаными и супесчаными почвами, а южные более тяжелыми суглинистыми и глинистыми, температуры пахотного слоя почвы на северных и южных склонах после схода снежного покрова близки, а далее почва на северных склонах становится теплее, чем на южных, из-за различной теплоемкости и теплопроводности песчаных и суглинистых почв. Песчаные почвы на ровных полях в мае в среднем за месяц теплее суглинистых на $2...3^{\circ}$. Подъем температуры до $5,0^{\circ}$ в верхнем слое песчаных почв происходит раньше, чем в суглинистых, в среднем на $3...5$ дней до $10,0^{\circ}$ — на $4...7$ дней. Поэтому сев ранних яровых на северных склонах с супесчаными почвами и на южных с суглинистыми почвами можно производить в одни и те же сроки, а сев теплолюбивых культур на

северных склонах – даже в более ранние сроки, чем на южных. Если же южные склоны заняты песчаными почвами, а северные суглинистыми, температура почвы на южных склонах будет значительно выше, чем при одинаковых почвах на обоих склонах. В таком случае теплообеспеченность южных склонов будет складываться из двух причин, действующих в одну сторону (механический состав почвы и экспозиция склона).

Распределение влажности почвы на отдельных полях и их участках обычно не одинаково. Это объясняется тем, что на формирование запасов почвенной влаги на полях сильно влияют местные условия (рельеф, тип почвы, глубина залегания грунтовых вод), вид и состояние сельскохозяйственной культуры, вид и уровень агротехники и др.

Водный режим почв сельскохозяйственных полей и отдельных их участков в значительной степени обуславливается рельефом местности.

При прочих равных условиях наиболее влажными являются северные склоны, затем восточные, западные и южные. Северо-восточные склоны более влажные, чем северо-западные, а юго-восточные более влажные, чем юго-западные. Наветренные склоны обычно суше заветренных.

Для того чтобы иметь возможность дать рекомендации хозяйствам по использованию склонов разной влагообеспеченности, необходимо оценить вероятность наступления на склонах увлажнения, недостаточного для растений, а также возможность избыточного увлажнения в понижения рельефа. Имеющиеся в настоящее время данные по составляющим водного баланса для пахотных склонов позволяют рассчитать его хотя бы приближенно для разных частей Украины.

Влажность почвы на северных склонах больше, чем на южных, в среднем примерно в 1,6 раза. При недостаточном увлажнении в результате лучшего развития растительности на влажных северных склонах и ее интенсивной транспирации влажность почвы северного склона уменьшается и в середине — конце лета может быть даже меньше, чем на южном склоне.

Влажность почвы оказывает также и косвенное воздействие на растения посредством изменения термических характеристик микроклимата на склонах разной экспозиции. Так, на южных склонах вследствие большого притока прямой солнечной радиации происходит более интенсивное испарение, чем на северных, и почвы южных склонов становятся более сухими. Последнее способствует повышению температуры почвы и прилегающих слоев воздуха.

Весеннее оттаивание и влажность верхних слоев почвы на полях в значительной степени обуславливают сроки проведения весенних полевых работ и их качество. Они определяют проходимость, производительность,

а также качество работы сельскохозяйственных машин и орудий, применяемых для обработки почвы. Когда почва оттает на глубину 10 см, можно приступить к боронованию, а при оттаивании почвы на 30 см – к пахоте.

Таким образом, на полях с различной экспозицией обычно наблюдается существенный разрыв во времени возможного начала полевых работ. Происходит это

за счет суммарной разницы во времени, необходимой для таяния снега и оттаивания почвы. В прохладные малооблачные вёсны этот разрыв достигает 5–10 дней.

Большие изменения в сроках созревания сельскохозяйственных культур и в урожайности их в разных условиях рельефа хорошо известны.

В нижних частях склонов и на дне долин созревание сельскохозяйственных культур под влиянием низких температур ночи и высокой влажности почвы по сравнению со склонами запаздывает (для зерновых культур до 6...8 дней). Урожайность не требовательных к теплу и влаголюбивых культур внизу обычно выше, чем на склонах.

В условиях холмистого рельефа имеют место существенные различия не только в темпах развития растений, но и в структуре урожая. Нередко склоны бывают бедны азотом и другими питательными веществами. Запасы влаги в почве верхних и средних частей склонов также часто бывают значительно меньше, чем в понижениях рельефа. Лучшая обеспеченность долин и подножий склонов водой и питательными веществами при сравнительно низкой температуре воздуха в ночные часы суток способствует увеличению общей массы вегетативных органов.

Даже отдельные сорта сельскохозяйственных культур по-разному реагируют на произрастание в различных условиях рельефа.

При распределении посевов разных сортов необходимо учитывать рельеф местности: одни поля находятся в нижней части склона, другие – в верхней части, одни на южном, другие на северном склоне, и часто в пределах одного хозяйства хорошие урожаи по всей площади можно получить только при посеве разных сортов.

Существенно изменяется под влиянием рельефа не только величина урожая, но и качество его. Значительные различия в условиях увлажнения и тепловом режиме разных форм рельефа определяют изменения в химическом составе растений в холмистом рельефе. Например, по данным З.И.Коровиной [7], содержание крахмала в клубнях картофеля было наибольшим в верхней части склона (15,1%) и наименьшим в нижней части (13,9%).

Выводы.

В случае крупного хозяйства, имеющего несколько тысяч пахотной земли и возделывающего сельхозкультуры в системе севооборотов

необходимо учитывать все перечисленные выше микроклиматические особенности каждого из физических полей. В конечном итоге это позволит на несколько дней разнести сроки выполнения одноименных операций и тем самым существенно снизить пиковую потребность в технике. Указанное обстоятельство проявляется тем сильнее, чем разнообразнее природноклиматические особенности территории хозяйства.

Список литературы

1. Герасимов Г.А. К вопросу о влиянии температуры почвы на урожай сельскохозяйственных культур /. Сборник научно-исследовательских работ Пермского с.-х ин-та, т. VI. Пермь: 1937.
2. Голубева Л.А. Возможности регулирования теплового режима почв Саратовской области./ Тр. Саратовского с.-х. ин-та, т. 10. Саратов: 1957.
3. Гольцберг И.А. Микроклимат и его значение в сельском хозяйстве. Л.: Гидрометеиздат, 1957 – 68 с.
4. Дадыкин В.П. О водном режиме и питании растений на холодных почвах. ДАН СССР, 70, 6.– 1950.
5. Ипполитов Д.В. и Колясев Ф.Е. Влияние малых изменений температуры почвы на развитие и урожай зерновых культур./ Бот. журн., т. XVI, № 5, 1956.
6. Колосков П.И. Климатические основы сельского хозяйства Амурской губернии. Благовещенск: 1925.
7. Коровина З.И. Рельеф местности и его влияние на водный и температурный режим и поведение сельскохозяйственных растений в условиях северного Предуралья. тр. Соликамской с.-х. оп. ст. Соликамского калийного комбината, т. II, Пермь: 1958.
8. Кривых Ф.П. Влияние рельефа на сельскохозяйственные растения. Иркутск: 1948.
9. Марковская Е.Ф. Роль суточного температурного градиента в онтогенезе растений / Е.Ф.Марковская; Рос. акад. наук, Карел. науч. центр, Ин-т биологии. М.: Наука, 2004
10. Николаев М.В. Современный климат и изменчивость урожаев: Зерновые регионы умерен. пояса. СПб.: Гидрометеиздат, 1994. – 200 с.
11. Михайловская С.А. Влияние экспозиции на метеорологический режим воздуха и почвы по наблюдениям в Батумском ботаническом саду осенью 1935 г./ Материалы по агроклим. районированию субтропиков СССР, вып. II, 1938.
12. Мосолов В.П. Рельеф местности и вопросы земледелия. /Докл. ВАСХНИЛ. № 8, М.: 1948.
13. Радченко С.И. Влияние температурного градиента на рост и развитие высших растений. /Тр. Бот. ин-та им. В.Л.Комарова, АН СССР, сер. 4, эксперим. бот. 4, 1940.
14. Круківська А.В. Агрокліматична оцінка умов вологозабезпечення території України у період вегетації сільськогосподарських культур: автореферат дис. канд. геогр. наук: 11.00.09 / А.В.Круківська; Київ. нац. ун-т ім. Т. Г. Шевченка: К. : 2008

В.Мельник, С.Чигрина

Мікроклімат кожного з полів, як чинник впливу на темпи проведення робіт і потребу в техніці

У статті приведено аналіз впливу природних мікрокліматичних особливостей, що виникають в умовах пересіченої місцевості, на терміни виконання технологічних операцій і потребу в техніці, а також на стан сільськогосподарських культур і їх врожайність.

V.Mel'nik, S.Chigrina

Microclimate each of the fields, as a factor of influence on the rates of leadthrough of works and requirement in engineering

In article influence of a relief and a field microclimate for terms of carrying out of technological operations and a condition of agricultural crops is considered.

Одержано 16.09.09

Експериментальні дослідження комбінованого сепаратора картопляного вороху

Приведені результати експериментальних досліджень комбінованого сепаратора картопляного вороху, які були направлені на визначення оптимальних конструктивних параметрів розрихлювача-вирівнювача як його складової частини. Теоретичні та експериментальні дослідження показують, що основний вплив на параметри оптимізації мають кут нахилу півдисків розрихлювача та швидкість руху агрегату.

розрихлювач-вирівнювач, коефіцієнт сепарації, дослід, рівняння регресії

Постановка проблеми. При копанні картоплі основною операцією є сепарація картопляного вороху, що пов'язана з використанням значних енергозатрат на відділення бульб картоплі від ґрунту та інших домішок [1,2,3]. Процес ускладнюється необхідністю забезпечити неушкодженість бульб, оскільки це впливає на їх збереженість [7,8].

Найпоширенішим видом пристосувань для сепарації картопляного вороху є пруткові елеватори, що мають високу продуктивність та надійність в роботі. Але разом з тим, при їх використанні спостерігається ряд недоліків: неможливість керування процесом сепарації картопляного вороху, неповне використання робочої поверхні елеваторів, швидкий знос при роботі в абразивному середовищі, залипання прутків при роботі на вологих ґрунтах [2,3].

Аналіз останніх досліджень та публікацій. З метою покращення якості роботи пруткового елеватора, як основного сепаруючого пристрою більшості картоплезбиральних машин, що застосовуються на теренах України, було запропоновано конструкцію розрихлювача, який встановлений над елеватором [4].

Такий розрихлювач-вирівнювач (рис.1.) дасть змогу рівномірно розподіляти картопляний ворох за шириною елеватора, що поліпшить його сепаруючу здатність, а також зменшить кількість твердих грудкових утворень, що потрапляють на елеватор.

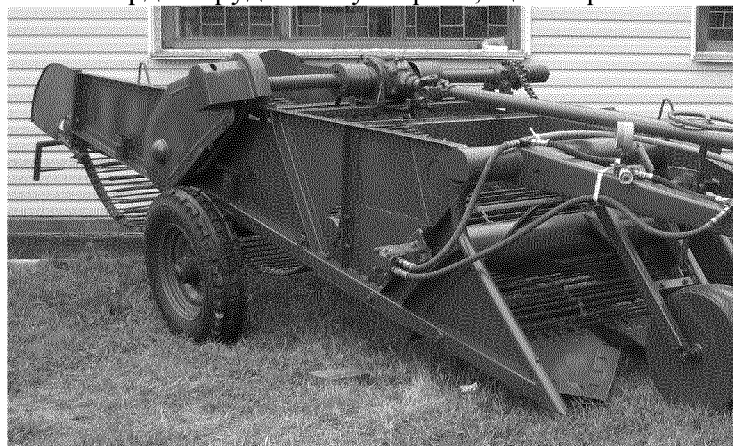


Рисунок 1 – Лабораторно-польова установка з розрихлювачем-вирівнювачем

Завдання досліджень. Отримання експериментальних залежностей впливу факторів на коефіцієнт сепарації картопляного вороху та визначення їх оптимальних значень в результаті реалізації багатофакторного експерименту.

Методика досліджень. Вирішення поставлених завдань досягається шляхом проведення трьохфакторного експерименту за планом Бокса-Бенкена [4,5] та відповідної математичної обробки отриманих статистичних даних з використанням прикладних комп'ютерних програм.

Результати досліджень. Для отримання експериментальних математичних залежностей впливу конструктивно-кінематичних факторів на коефіцієнт сепарації картопляного вороху і визначення його оптимальних параметрів була застосована методика планування багатофакторного експерименту і реалізований трьохрівневий план другого порядку Бокса-Бенкена [4,5]. З експериментальної точки зору D-оптимальні плани заслуговують досить високої уваги, так як вимагають варіювання факторів тільки на трьох рівнях замість п'яти рівней як у ротатбельних, ортогональних та інших. В процесі випробувань були визначені умови випробувань згідно [7,8].

В результаті теоретичних досліджень і пошукових дослідів встановлено, що основний вплив на параметр оптимізації (коефіцієнт сепарації) здійснюють наступні фактори: конструктивний – кут нахилу півдисків розрихлювача (α); кінематичний – частота обертання розрихлювача ($n_{роз}$); технологічний – швидкість руху агрегату по полю ($v_{агр}$). За параметр оптимізації при цьому прийнято коефіцієнт сепарації (η_c).

Перед початком експерименту проводилось кодування факторів за відомими формулами [4,5] (табл. 1).

Таблиця 1 – Інтервали та рівні варіювання факторів

Показники	Кодове позначення	Фактори та їх позначення		
		Кут встановлення півдисків, α	Частота обертання $n_{роз}$, c^{-1}	Швидкість руху агрегату $v_{агр}$, км/год
Позначення фактора	x_i	x_1	x_2	x_3
Верхній рівень	+1	35	120	0,69
Основний рівень	0	30	100	0,9
Нижній рівень	-1	25	80	1,18
Інтервал варіювання	ε	5	20	0,245

Результати реалізації плану Бокса-Бенкена представлені в таблиці 2.

В результаті розрахунків коефіцієнтів регресії отримана математична модель другого порядку в наступному вигляді:

$$y = 0,9 + 0,058x_1 + 0,0388x_2 - 0,0425x_3 - 0,015x_1x_2 + 0,0225x_1x_3 + 0,0075x_2x_3 - 0,05x_1^2 - 0,015x_2^2 - 0,0175x_3^2 \quad (1)$$

Статистичний аналіз рівняння (1) показав, що модель адекватна так як $F_{роз} = 0,532 < F_{табл} = 2,1$, і коефіцієнт значимі з 95%-ою ймовірністю.

Таблиця 2 – Матриця планування експериментів і результатів дослідів

№ точк и план у	x_0	x_1	x_2	x_3	x_1x_2	x_1x_3	x_2x_3	x_1^2	x_2^2	x_3^2	Результати дослідів			Середнє значення Y_{cp}
											Y_1	Y_2	Y_3	
1	1	1	1	0	1	0	0	1	1	0	0,94	0,89	0,9	0,91
2	1	-1	-1	0	1	0	0	1	1	0	0,69	0,8	0,7	0,73
3	1	1	-1	0	-1	0	0	1	1	0	0,83	0,9	0,82	0,85
4	1	-1	1	0	-1	0	0	1	1	0	0,86	0,85	0,84	0,85
5	1	1	0	1	0	1	0	1	0	1	0,91	0,85	0,88	0,88
6	1	-1	0	-1	0	1	0	1	0	1	0,82	0,83	0,84	0,83
7	1	1	0	-1	0	-1	0	1	0	1	0,95	0,94	0,9	0,93
8	1	-1	0	1	0	-1	0	1	0	1	0,65	0,64	0,78	0,69
9	1	0	1	1	0	0	1	0	1	1	0,83	0,9	0,88	0,87
10	1	0	-1	-1	0	0	1	0	1	1	0,86	0,87	0,91	0,88
11	1	0	1	-1	0	0	-1	0	1	1	0,96	0,91	0,92	0,93
12	1	0	-1	1	0	0	-1	0	1	1	0,8	0,75	0,82	0,79
13	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,91	0,91	0,88	0,9
14	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,92	0,92	0,89	0,91
15	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,9	0,9	0,87	0,89

Для використання рівняння регресії (1) в якості розрахункової формули та інтерпретації результатів дослідів провели його розкодування:

$$\eta_c = -1,1713 + 0,1301\alpha + 0,0126n_{poz} - 0,3528v_{azp} - 0,00015\alpha n_{poz} + 0,0184\alpha v_{azp} + 0,0015n_{poz} v_{azp} - 0,00\alpha^2 - 0,000037n_{poz}^2 - 0,2915v_{azp}^2 \quad (2)$$

Для забезпечення інтерпретації отриманих результатів дослідження поверхні відгуку був використаний метод двохмірних перерізів. Побудова поверхні відгуку і їх двохмірних перерізів виконувались прикладною програмою Mathsoft Mathcad 13. в отриману раніше математичну модель (1) підставлялись закодовані значення всіх факторів, крім одного, причому в першу чергу досліджувалися ті перерізи, які мають найбільше практичне значення. В подальшому в отриманому виразі визначався центр поверхні відгуку і проводилось канонічне перетворення моделі другого порядку.

Поверхню відгуку і її двомірних переріз, що описується рівнянням (1) за факторами, кут нахилу півдисків розрихлювача та частота обертання розрихлювача, представлено на рис.2., а саме рівняння в канонічній формі запишеться як:

$$Y - 0,933 = -0,0135X_1^2 - X_2^2. \quad (3)$$

Кут повороту нових координатних осей в центрі поверхні відгуку для нашого випадку $\alpha = 0^\circ 25'$. Поверхня відгуку та її двомірний переріз зображений на рис 2.

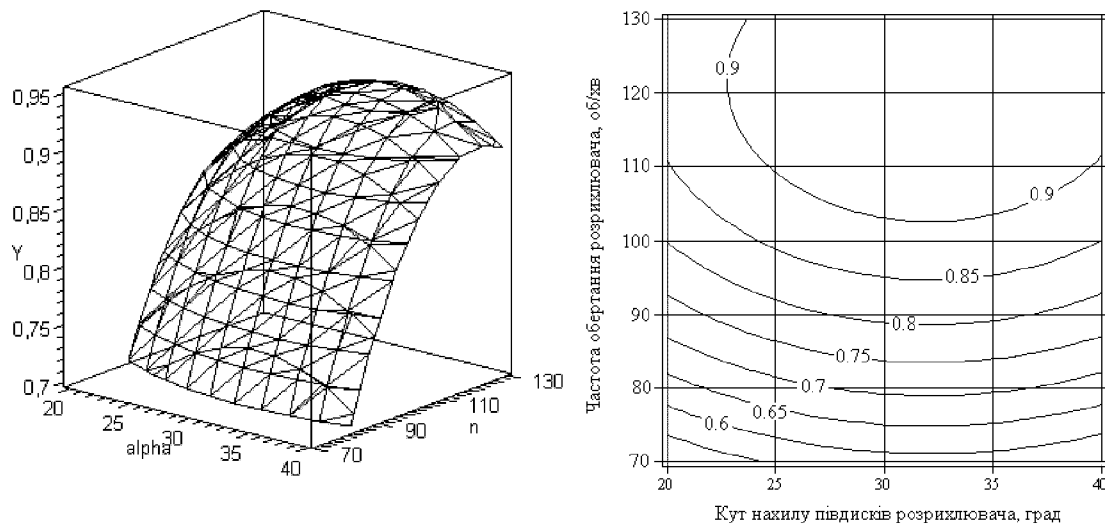


Рисунок 2 – Графік поверхні відгуку і її двохмірний переріз, при $x_3 = 0$

Проаналізувавши даний двохмірний переріз, що показує спільний вплив взаємодії факторів (x_1 та x_2) в області екстремуму за показником коефіцієнта сепарації в точці з $\eta_c = 0,933$ при величині факторів відповідно $\alpha \approx 32^\circ$ та $n_{роз} = 120$ об/хв. Уточнюємо, що область екстремуму знаходиться в межах $\alpha = 25...35^\circ$ і $n_{роз} = 110...130$ об/хв.

Поверхня відгуку і її двомірний переріз, що описаний рівнянням (1) за факторами: кут нахилу півдисків та швидкість руху агрегату представлено на рис.3., а саме рівняння в канонічній формі запишеться як:

$$Y - 0,931 = -0,0139X_1^2 - 0,0535X_3^2. \quad (4)$$

Кут повороту осей координат в центрів поверхні відгуку для рівняння (4) рівний $\alpha = -0^\circ 41'$.

Поверхня відгуку та її двомірний переріз за рівнянням (4) зображений на рис 3.

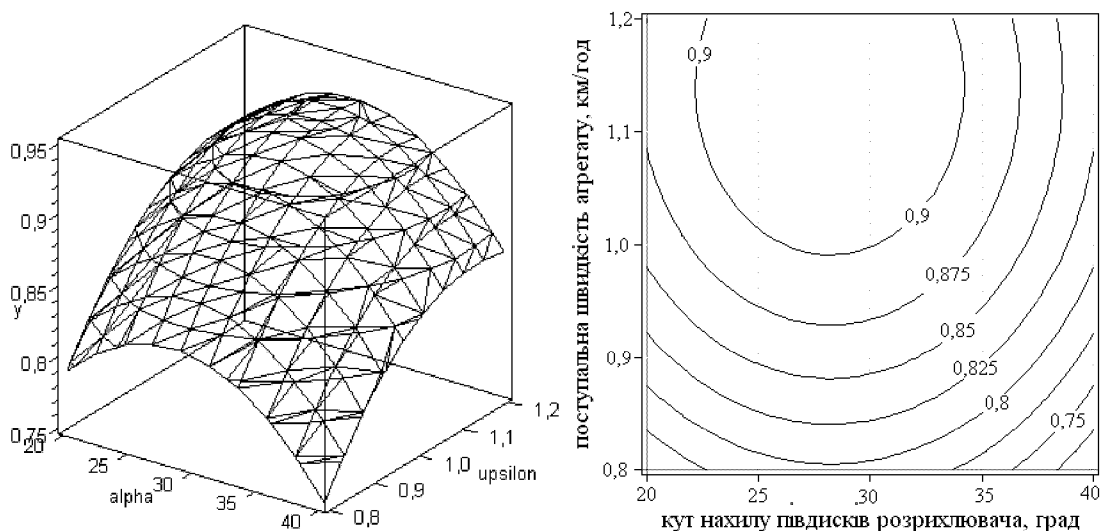


Рисунок 3 – Графік поверхні відгуку і її двохмірний переріз, при $x_2 = 0$.

Аналіз даного двохмірного перерізу (рис.3), який відображає спільний вплив взаємодії факторів (x_1 та x_3) в області екстремуму за показником коефіцієнта сепарації в точці з $\eta_c = 0,931$ при величині факторів відповідно $\alpha \approx 28^\circ$ та $v_{agr} = 1,5$ км/год. показує, що область екстремуму знаходиться в межах $\alpha = 25...35^\circ$ і $v_{agr} = 1,1...1,3$ км/год.

Поверхня відгуку і її двомірний переріз, що описаний рівнянням (1) за факторами: кут нахилу півдисків та швидкість руху агрегату представлено на рис.2., а саме рівняння в канонічній формі запишеться як:

$$Y - 0,941 = -0,0123X_2^2 - 0,0202X_3^2. \quad (5)$$

Кут повороту осей координат в центрів поверхні відгуку для рівняння (5) рівний $\alpha = 3^\circ$.

Поверхня відгуку та її двомірний переріз за рівнянням (5) зображений на рис 4.

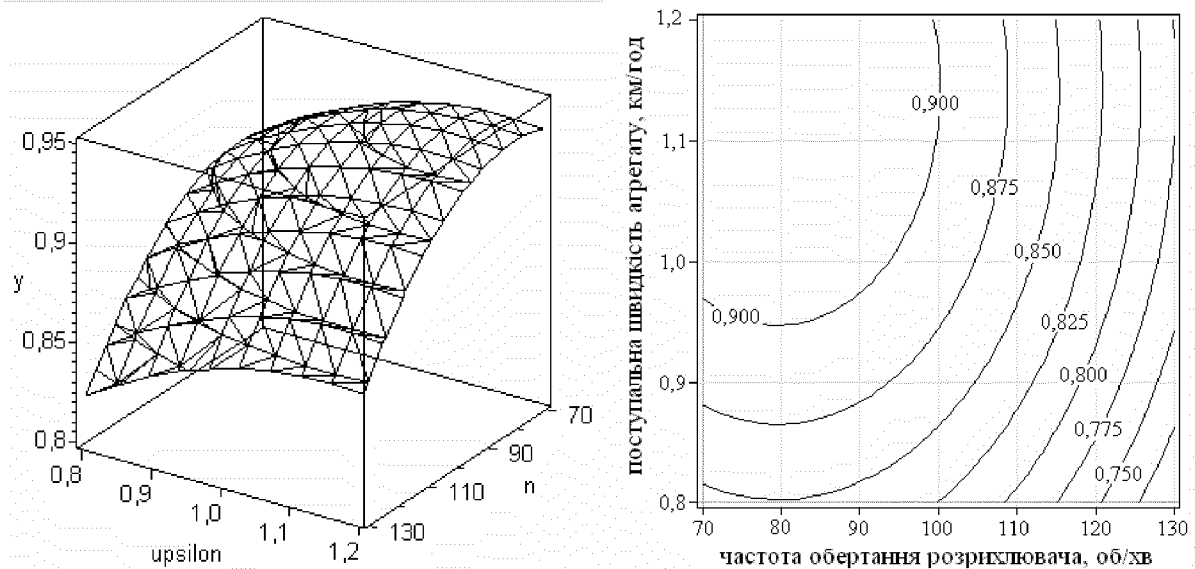


Рисунок 4 – Графік поверхні відгуку і її двохмірний переріз, при $x_1 = 0$

Аналіз даного двохмірного перерізу (рис.4), який відображає спільний вплив взаємодії факторів (x_2 та x_3) в області екстремуму за показником коефіцієнта сепарації в точці з $\eta_c = 0,941$ при величині факторів відповідно $n_{roz} \approx 80$ об/хв та $v_{agr} \approx 1,15$ км/год. показує, що область екстремуму знаходиться в межах $n_{roz} = 70...90$ об/хв. і $v_{agr} = 1,0...1,2$ км/год.

Висновки. В результаті застосування методики планування багатфакторного експерименту встановлені оптимальні значення факторів, що вивчаються: кут встановлення півдисків розрихлювача-вирівнювача $\alpha = 31^\circ$, частота обертання розрихлювача-вирівнювача $n_{roz} = 120$ об/хв., швидкість руху агрегату $v_{agr} = 1,1$ км/год, при середній урожайності 163,1 ц/га.

Випробування проводились на супіщаному ґрунті з твердістю 0,35...1,67 МПа і відносній вологості 19 %, при глибині копання 0,20 м.

Список літератури

1. Бекетов П.В. Снижение потерь картофеля и овощей при уборке и хранении. – М.: Россельхозиздат, 1986. – 220 с.
2. Верещагин Н.И. и др. Уборка картофеля в сложных условиях / Н.И. Верещагин, К.А. Пшеченков, В.С. Герасимов. – М.: Колос, 1983. – 208 с.
3. Сучасні тенденції розвитку с.-г. техніки. В.В. Адамчук, Г.Л. Баранов, О.С. Барановський та ін. За ред. В.І. Кравчука та ін. – К.: Агр. наука, 2004. – 394 с.
4. Пат. 30102 Україна, МПК А 01 D 19/00. Сепаруючий пристрій картоплевибиральної машини / Герук С.М., Міненко С.В.; заявник та патентопримач ДНУЗ «Державний агроєкологічний університет». – № u200711875; заяв. 29.10.2007; опубл. 11.02.2008, Бюл. №3.
5. Адлер Ю.П. Введение в планирование эксперимента. «Металлургия», М., 1969.
6. Мельников С. В. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов / Мельников С.В., Алешкин В.Р., Рощин П.М.. – Ленинград : Колос, 1972. – 200 с.
7. ГОСТ 28713-90 (СТ СЭВ 5628-89) Машины и тракторы сельскохозяйственные и лесные. Машины для уборки картофеля. Методы испытаний. – М.: Изд-во стандартов, 1991. – 13 с.
8. ОСТ 10.3.5-87. Машины для уборки и сортирования картофеля. Программа и методика испытаний. – М.: ЦНИИТЭН, 1988. – 92 с.

С. Міненко, С. Герук

Экспериментальные исследования комбинированного сепаратора картофельного вороха

Приведены результаты экспериментальных исследований комбинированного сепаратора картофельного вороха, которые были направлены на определение оптимальных конструктивных параметров рыхлителя-выравнивателя, как его составной части. Теоретические и экспериментальные исследования показывают, что основное влияние на параметры оптимизации имеют угол наклона полудисков рыхлителя и скорость движения агрегата.

S. Minenko, S. Geruk

Experimental researches of the combined separator potato lots

The results of experimental researches of the combined separator of potato lots are resulted, which were directed on determination of optimum structural parameters of scarifier-equalizer, as to his component part. Theoretical and experimental researches show that basic influence on the parameters of optimization is had an angle of slope of semidisks of scarifier and rate of movement of aggregate.

Одержано 12.09.09

**А.Б. Невзорова, проф., д-р техн. наук, В.И. Врублевская, проф., д-р техн. наук,
В.А. Дашковский, асп.**

Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель, Беларусь

Использование самосмазывающихся подшипников скольжения на основе прессованной древесины в узлах трения сельскохозяйственной техники

В статье рассматриваются возможности применения в узлах трения сельскохозяйственной техники подшипников скольжения на основе древесины торцово-прессового деформирования, модифицированной минеральным маслом с полимерными присадками, что позволяет считать использования ПСС взамен ПК эффективным технологическим решением по увеличению срока службы узлов трения в 3-5 раз, работающих в абразивных и агрессивных средах.

подшипник скольжения, узел трения, прессованная древесина, сельскохозяйственная техника

Эффективность и долговечность работы современных машин и механизмов во многом определяется качеством и надежностью работы узлов трения, которые подвергаются воздействию различных неблагоприятных факторов таких как: запыленность (в летнее время при посевных работах в воздухе содержится в среднем $1,5-2 \text{ г/м}^3$ пыли), значительные перепады температур (от -10 до $+40 \text{ }^\circ\text{C}$), повышенная влажность (до 100 %), нерегулярность смазки, а также воздействие переменных нагрузок и вибрации. Поэтому разработка и внедрение в производство новых антифрикционных материалов, работающих без смазки или при ее ограничении, является важной и актуальной проблемой современной техники.

В настоящее время создано большое количество разнообразных материалов антифрикционного назначения из металлов и полимеров, однако, возрастающие требования к современной сельскохозяйственной технике и учет экономической ситуации, требует поиска новых материалов триботехнического назначения, соответствующих условиям их эксплуатации [1].

В связи с этим, исследователи и специалисты возвращаются к дальнейшему изучению древесины, которая при определенных условиях модифицирования может работать в специфических условиях: абразивной и агрессивной средах, переменной влажности и температуры, без регулярной смазки и во много раз превосходит по износостойкости и долговечности аналогичные металлические антифрикционные материалы для подшипников.

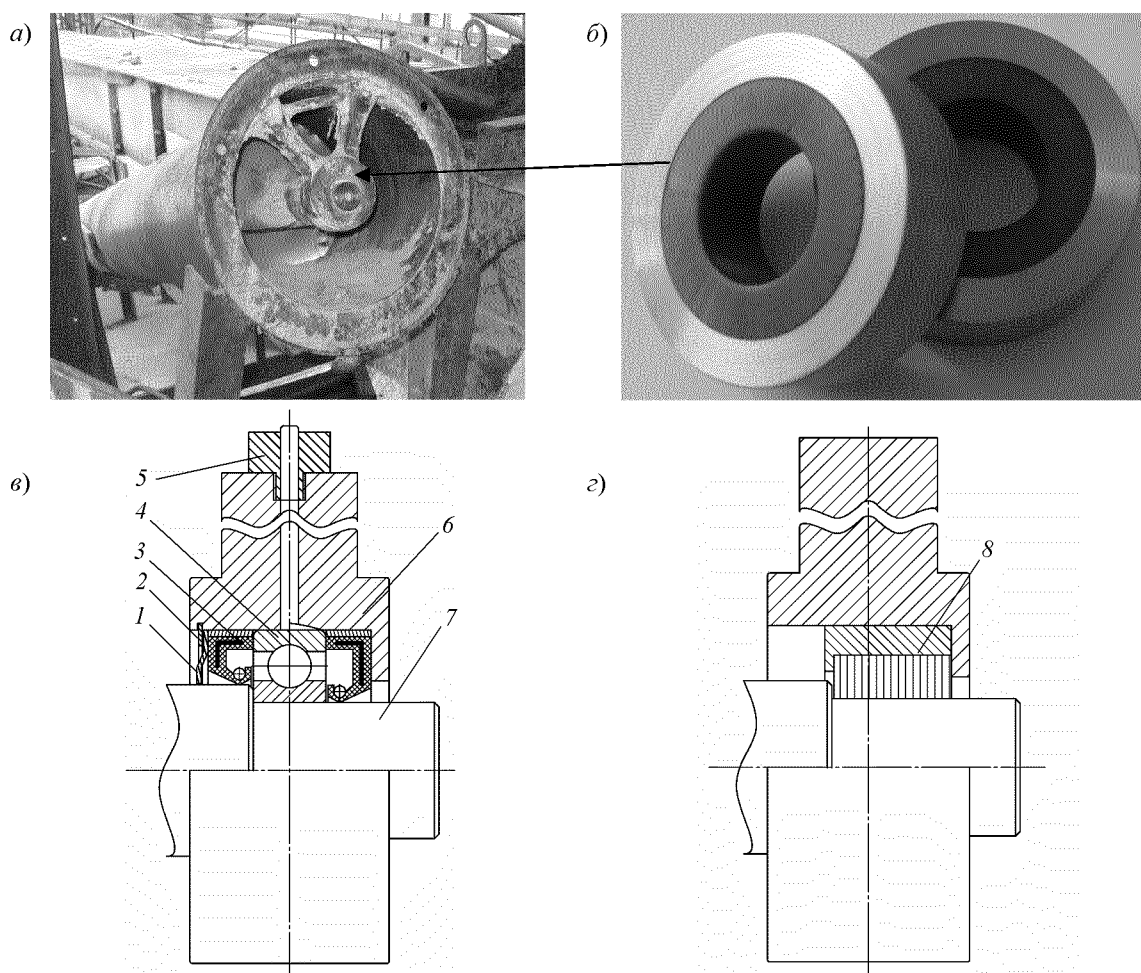
Разработан новый класс подшипников скольжения самосмазывающихся на основе прессованной древесины (ПСС). Они изготавливаются путем торцово-прессового деформирования древесных заготовок (карточек) во вкладыш с последующим заполнением свободных пустот капиллярно-сосудистой системы древесины минеральным маслом, модифицированным высокомолекулярной присадкой и обладают полной взаимозаменяемостью с подшипниками качения и подшипниками скольжения из традиционных антифрикционных материалов [2, 3].

При их использовании значительно упрощается конструкция узла трения: исключается установка уплотнительных и смазочных устройств, крышек подшипников и других деталей. ПСС эксплуатируются в абразивных, агрессивных и влажных средах

при факторе $p v \leq 2,5$ МПа·м/с, что делает возможным увеличение срока их службы в 2-5 раз по сравнению с подшипниками качения в узлах трения сельскохозяйственной техники, работающей в сложных производственных условиях (высокая запыленность, абразив, влажность, различные химические препараты для борьбы с вредителями и сорняками). Применение ПСС минимизирует количество ремонтов сельскохозяйственных машин, которые нежелательны при работе в поле в период посевной и уборочной компаний, а также когда необходимо в кратчайшие сроки качественно выполнять технологические операции [4].

Рассмотрим примеры замены подшипников качения подшипниками скольжения на основе прессованной модифицированной древесины в шнековом транспортере ТПШ-1М и бороне дисковой тяжелой БДТ-7.

Транспортер передвижной шнековый ТПШ-1М. Шнековые транспортеры широко используются на предприятиях сельского хозяйства и перерабатывающего комплекса. ТПШ-1М применяется для перемещения сыпучих грузов (зерно, крупа, зерноотходы) при погрузочно-разгрузочных работах (рисунок 1, а).



а – общий вид; б – ПСС; схема узла трения с подшипником качения (в) и ПСС-206 (г):
1 – крышка; 2 – стопорное кольцо; 3 – манжета резиновая; 4 – ПК-206; 5 – масленка;
6 – корпус подшипника; 7 – вал; 8 – ПСС

Рисунок 1 – Транспортер передвижной шнековый ТПШ-1М

Одними из наиболее уязвимых частей транспортирующих машин является подшипниковый узел (рисунок 1, в), работающий в условиях переменной влажности,

повышенной запыленности продуктами помола, при частоте вращения шнека 480 об/мин (скорость скольжения контактной поверхности подшипника скольжения – 0,75 м/с), нагрузке на один подшипник до 0,9 МПа в рабочем состоянии. Тяжелый нагрузочный режим работы приводит к интенсивному износу, коррозии и заклиниванию подшипников качения или подшипников скольжения из цветных металлов. В промежуточных опорах секций шнека устанавливают подшипники качения ПК-206 (рисунок 1, в), требующих постоянного технического обслуживания, смазывание жировым солидолом через каждые 10 дней через масленки на фланцах кожуха. Однако практика эксплуатации ТПШ-1М свидетельствует о частом их заклинивании и интенсивном изнашивании из-за поглощения смазочным материалом абразива (зерновой пыли) и последующим его загущением. Постановка бронзовых подшипников скольжения также не решила проблему обеспечения надежности работы оборудования. Они быстро изнашиваются с образованием люфта.

Ремонт ТПШ-1М неизбежно связан с его разборкой и приостановкой погрузочно-разгрузочных работ, что влечет дополнительные материальные затраты. Срок службы подшипников качения или подшипников скольжения из бронзы не превышал 1,5–2 месяца. Данные о наработке на отказ подшипников качения в узлах трения, полученные при эксплуатации шнековых транспортеров, показывают, что они имеют наименьший ресурс среди всех элементов шнекового транспортера. Этот фактор потребовал усовершенствования конструкции узла трения. Для обеспечения надежности работы узлов трения промежуточных опор шнекового транспортера было предложено взамен ПК-206 установить ПСС-206 (рисунок 1, б). При этом отпала необходимость в использовании крышек, резиновых манжет и стопорных колец (рисунок 1, г).

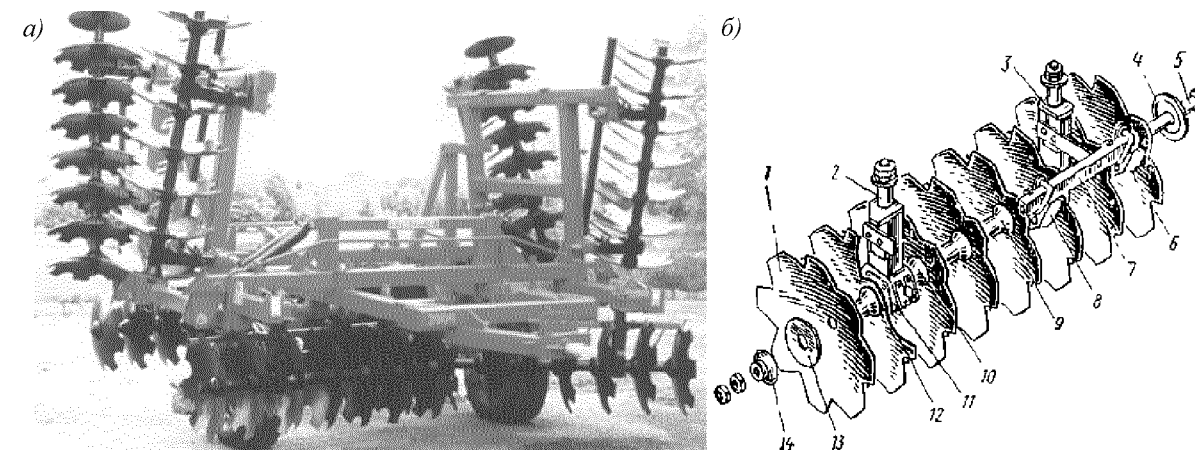
Эксплуатация узлов трения новой конструкции показала высокую работоспособность ПСС в абразивной среде. Это объясняется тем, что в процессе трения абразив не задерживается в зоне трения, а выводится из нее, образуя на торцовых поверхностях вкладыша наросты в виде слипшихся абразивных частиц. Исследование микроструктуры поверхности трения на лазерном микроскопе подтвердили, что поверхность вкладыша остается чистой от абразива. Также исследования микротопографии поверхности древесного вкладыша показали, что абразивные частицы не проникают в сосуды и капилляры древесины. По-видимому, это обусловлено тем, что степень прессования по внутренней поверхности древесного вкладыша составляет 58 %, при которой все сосуды и большинство капилляров спрессовано, а у оставшейся части диаметры меньше размеров абразивных частиц.

Результаты опытно-промышленной проверки ПСС-206 в узлах трения шнековых транспортеров на ОАО "Гомельхлебопродукт" взамен ПК 206 показали увеличение срока эксплуатации до 5 лет [5].

Борона дисковая тяжелая БДТ-7. БДТ-7 предназначена для предпахотной обработки почвы (рисунок 2, а) и используется во всех почвенно-климатических зонах. Режим работы – интенсивный, прерывистый, в условиях переменных динамических нагрузок, влажности, абразивной среды.

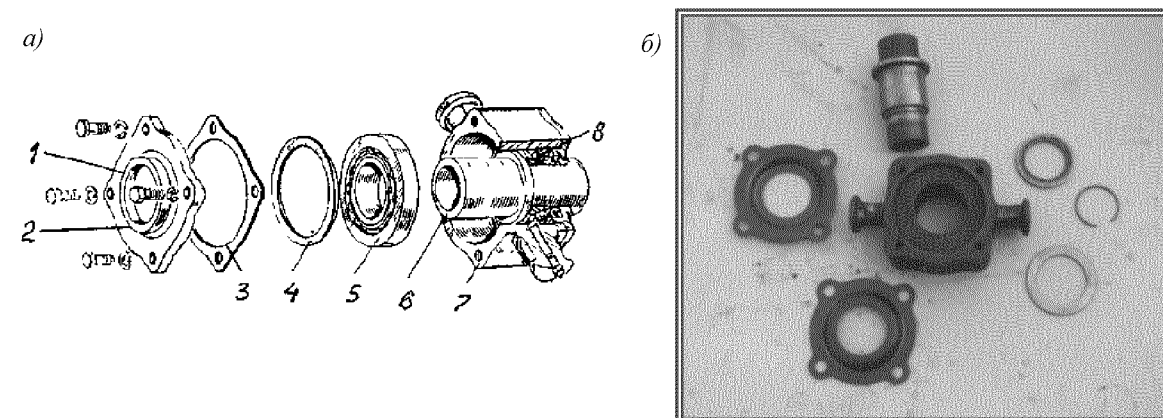
Борона состоит из восьми дисковых батарей, которые являются основными рабочими органами машины. Батарею (рисунок 2, б) набирают из сферических вырезных дисков 1, насаженных на ось 5. Между дисками установлены промежуточные шпильки 9 и два подшипниковых узла 11. Подшипниковый узел (рисунок 3, а) состоит из двух конических подшипников 5 № 7212, которые в результате одновременного воздействия радиальных, значительных осевых нагрузок, а также плохого подвода смазки довольно быстро выходят из строя. Срок их службы составляет 1,5 – 2 месяца.

Для увеличения срока службы была усовершенствована конструкция узла трения, позволяющая использовать ПСС (рисунок 3, б). В качестве внешней обоймы подшипника скольжения было предложено использовать корпус подшипникового узла. Для ограничения осевого перемещения во втулке сделали канавки для фиксации металлических колец, отпала необходимость в использовании резиновых манжет.



а – общий вид; *б* – дисковая батарея: 1 – диск; 2, 3 – кронштейны; 4 – шайба; 5 – ось; 6 – хомут; 7 – кронштейн; 8 – чистики; 9 – шпилька; 10, 12 – выпуклый и вогнутый упоры; 11 – подшипниковый узел; 13 – пружинная шайба; 14 – внутренняя шайба

Рисунок 2 – Борона дисковая тяжелая БДТ-7



а – с подшипниками качения; *б* – с ПСС после полевых испытаний: 1 – крышка; 2 – резиновая манжета; 3, 4 – металлическая прокладка; 5 – роликоподшипник; 6 – втулка; 7 – корпус подшипника; 8 – масленка

Рисунок 3 – Подшипниковый узел дисковых батарей

Было изготовлено около 200 узлов трения и укомплектовано соответственно 12 дисковых тракторных борон. Испытания проводились 4 месяца в полевых условиях, во время которых ни один узел не вышел из строя. Износ деревянной втулки составил от 0,1 до 0,2 мм, и подшипники находились в работоспособном состоянии. Износ внутренней втулки не обнаружен, что позволило использовать ее в дальнейшем [6].

Таким образом, рассмотренные пути повышения надежности и работоспособности сельскохозяйственной техники за счет совершенствования конструкций узлов трения и использования древесины торцово-прессового деформирования, модифицированной смазочным материалом с полимерными

присадками, позволяют считать использование ПСС взамен ПК эффективным технологическим решением по увеличению срока службы узлов трения в 3–5 раз, работающих в абразивных и агрессивных средах при скоростях скольжения до 1,5 м/с и нагрузках до 12 МПа.

Список литературы

1. Богданович, П. Н. Трение и износ в машинах. / П.Н. Богданович, В.Я. Прушак. – Мн.: Выш. шк., 1999. – 374 с.
2. Врублевская, В. И. Износостойкие самосмазывающиеся антифрикционные материалы и узлы трения из них / В. И. Врублевская, А. Б. Невзорова, В. Б. Врублевский. – Гомель, 2000. – 324 с.
3. Врублевский В. Б. Подшипники скольжения на основе древесины: проектирование и взаимозаменяемость: Пособие / Врублевский В. Б., Невзорова А. Б., Довгяло В. А. – Гомель: БелГУТ, 2001. – 55 с.
4. Невзорова, А. Б. Применение прессованной модифицированной древесины для совершенствования узлов трения сельскохозяйственной техники / А. Б. Невзорова, В. В. Врублевский, В. В. Макеев, И. В. Красноружский // Сельскохозяйственные машины для уборки зерновых культур, кормов и корнеклубнеплодов. Состояние, тенденции и направления развития: сб. докл. межд. науч.-практ. конф. – Гомель, 2007. – С. 87 – 90.
5. Врублевский, В. Б. Увеличение ресурса работы узлов трения в промежуточных опорах шнековых транспортеров / В. Б. Врублевский, В. А. Дашковский, В. В. Макеев, В. О. Матусевич // Материалы, технологии и оборудование в производстве, эксплуатации, ремонте и модернизации машин: Материалы докладов VI Международной научно-технической конференции, Новополоцк, 24 – 26 апреля 2007 г. / Полоцкий государственный университет. – Новополоцк, 2007. – С. 129-133.
6. Моисеенко, В. Л. Создание самоустанавливающихся подшипников скольжения на основе прессованной древесины и технологии их изготовления: Дис...канд. техн. наук: 05.21.05 / В. Л. Моисеенко. – Мн., 2002. – 120 с.

А. Невзорова, В. Врублевська, В. Дашковський

Використання підшипників ковзання, що самозмащуються, на основі пресованої деревини у вузлах тертя сільськогосподарської техніки

У статті розглянуті можливості застосування у вузлах тертя сільськогосподарської техніки підшипників ковзання на основі деревини торцюво-пресового деформування, яка модифікована мінеральною оливою з полімерними присадками, що дозволяє вважати використанням ПСС замість ПК ефективним технологічним рішенням зі зниження терміну служби вузлів тертя у 3-5 разів, які працюють в абразивному та агресивному середовищі.

A. Nevzorova, V. Vrublevskaya, V. Dashkovskiy

Use of the self-lubricated slidewaies on the basis of the pressed wood in the knots of friction of agricultural technique

In the articles considered of possibility of the use in the knots of friction of c.-r. technicians of slidewaies on the basis of wood of торцюво-пресового deformation, modified a mineral olive with polymeric additives, that allows to count utilized PSS in place of the PK by an effective technological decision from the decline of term of service of knots of frictions in 3-5 times, which work in an abrasive and aggressive environment.

Одержано 11.09.09

УДК 621.923

Т.С. Скобло, проф., д-р техн. наук, Р.В. Ридный, доц., канд. техн. наук
Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства
им. Петра Василенка

Формирование упрочняющих белых слоёв на поверхности покрытия в процессе специальной механической обработки

Исследована возможность формирования упрочняющих белых слоёв на поверхности покрытия в процессе специальной механической обработки резцами из ПСТМ с большими отрицательными значениями переднего угла. Установлено, что точение резцами с такими значениями переднего угла создает в зоне обработки уровень температур и удельных давлений, который приводит к формированию в зоне слаботравящихся закаленных структур типа белых шаров.

покрытия, микротвёрдость, упрочняющая механическая обработка, режимы резания, отрицательный передний угол, упрочнённый слой

Обзор информационных материалов [1, 2], по деформационному упрочнению поверхностных слоёв показал, что одним из простых и экономичных методов является упрочняющая механическая обработка. При силовом точении наряду с режимами резания первостепенную роль играет величина отрицательного переднего угла резца. Также параметры обработки создают в зоне резания температурно-силовые условия, обеспечивающие локальные фазовые превращения, обуславливающие появление поверхностных упрочнённых белых слоёв.

Целью исследований являлась оптимизация значений переднего угла резца [3] и режимов упрочняющей механической обработки покрытий. Значения переднего угла γ исследовали на однофакторных, а режимы упрочняющей механической обработки: скорость резания V (м/с), подача S (мм/об) и глубина резания t (мм) – на многофакторных моделях. В качестве критериев оптимизации принимали уровень микротвёрдость Н-50 и толщину упрочнённого слоя h (мкм).

Опыты проводили на круглых образцах из стали 40Х с покрытием нанесенным методом электродуговой наплавки под слоем флюса АН-348А наплавочной проволокой Нп-30ХГСА.

Упрочняющую механическую обработку выполняли резцами из поликристаллического сверхтвёрдого материала (ПСТМ) на основе нитрида бора типа киборит (K11) с геометрическими параметрами: $\alpha = 6^0$; $\alpha_1 = 6^0$; $\varphi = 40^0$; $\varphi_1 = 15^0$. Значение переднего угла γ изменяли в пределах от -10^0 до -60^0 через 10^0 . Режимы обработки при этом были следующими: скорость резания $V = 1,2$ м/с; подача $S = 0,20$ мм/об; глубина резания $t = 0,35$ мм. Результаты исследований приведены в табл. 1.

Анализ результатов экспериментальных исследований показал что, наибольшие значения упрочнения поверхностного слоя были достигнуты при точении резцом с передними углами равными -40^0 - -50^0 . При этом микротвёрдость в поверхностном слое достигала Н-50 – 518-542, что в 1,8 – 2,1 раза выше, чем микротвёрдость исходного наплавленного металла. Оптимизацию режимов упрочняющей обработки

проводили с использованием метода математического планирования эксперимента. Для создания математической модели был выбран рототабельный план второго порядка [4].

Таблица 1 – Влияние переднего угла на величину упрочнения покрытия

№ опыта	Значение переднего угла, γ^0	Микротвёрдость Н-50 ^{*)}	Толщина слоя h, мкм
1	-10	312 – 335	0
2	-20	397 – 426	15 – 22
3	-30	478 – 493	32 – 38
4	-40	570 – 592	47 – 54
5	-50	534 – 548	35 – 41
6	-60	490 – 519	20 – 25

^{*)} Примечание: исходная микротвёрдость Н-50-310 – 322

В результате проведенных расчётов были получены следующие уравнения регрессии:

$$H-50 = 380,5 + 15,66X_1 + 19,36X_2 + 59,94X_3 - 11,25X_1X_2 + 1,5X_1X_3 - 12,5X_2X_3 + 7,01X_1^2 + 35,47X_2^2 + 28,58X_3^2, \quad (1)$$

$$h = 17,56 + 1,82X_1 + 2,64X_2 + 3,44X_3 - 1,25X_1X_2 - 1,5X_1X_3 - 1,25X_2X_3 - 1,33X_1^2 + 2,57X_2^2 + 2,92X_3^2, \quad (2)$$

где X_1 – скорость обработки;

X_2 – величина подачи;

X_3 – глубина резания.

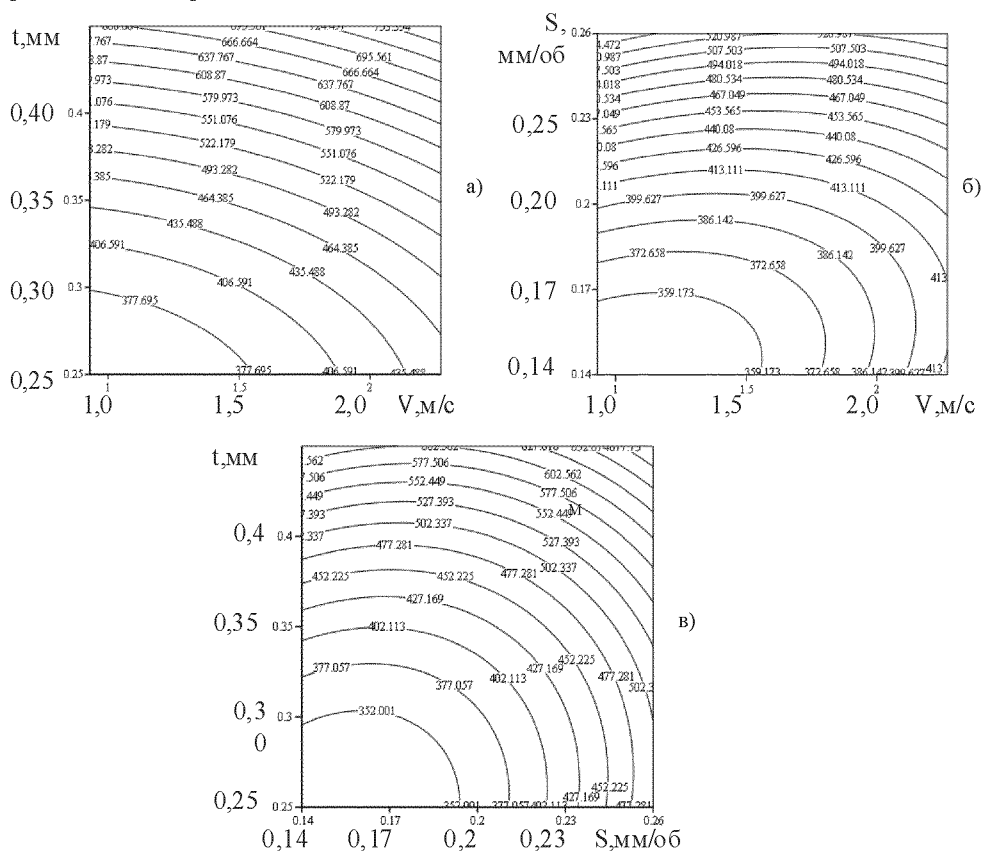


Рисунок 1 – Влияние параметров обработки на уровень микротвёрдости: а) - скорости и глубины резания при $S = 0,26$ мм/об; б) - скорости и подачи при $t = 0,25$ мм; в) - подачи и глубины резания при $V = 1,6$ м/с

В случае, когда фиксировали величину подачи (рис. 1,а), изучали совместное влияние скорости резания V и глубины резания t на уровень изменения микротвердости. Поверхность отклика имеет вид эллиптического параболоида с удлиненной осью, ориентированной в направлении изменения скорости, что свидетельствует о меньшем влиянии на микротвердость скорости V по сравнению с глубиной резания t . Близкий к горизонтальному характер линий уровня свидетельствует о незначительном влиянии скорости и существенном влиянии глубины резания.

Рассматривая случай, когда фиксирована глубина резания (рис. 1,б), поверхность отклика подобна предыдущему случаю. Однако большая полуось эллиптических сечений имеет наклон к горизонтали, и незначительно смещена вверх по вертикали. Анализ линий сечения полученной поверхности свидетельствует о большем влиянии подачи на уровень микротвердости по сравнению со скоростью.

Результаты анализа взаимного влияния глубины резания и подачи на микротвердость при постоянной скорости приведены на рис. 1.в. Поверхность отклика также имеет вид эллиптического параболоида. В этом случае эллипсы линий уровня менее вытянуты, и большая полуось имеет наклон к оси абсцисс $< 45^\circ$. Характер линий в области исследуемых факторов свидетельствует о практически одинаковом влиянии глубины резания и подачи на изменение уровня микротвердости поверхностного слоя.

Влияние режимов обработки на толщину упрочненного слоя (h) представлено на рис. 2. В случае, когда фиксировали величину подачи (S), анализировали совместное влияние на толщину упрочненного слоя (h) скорости (V) и глубины резания (t).

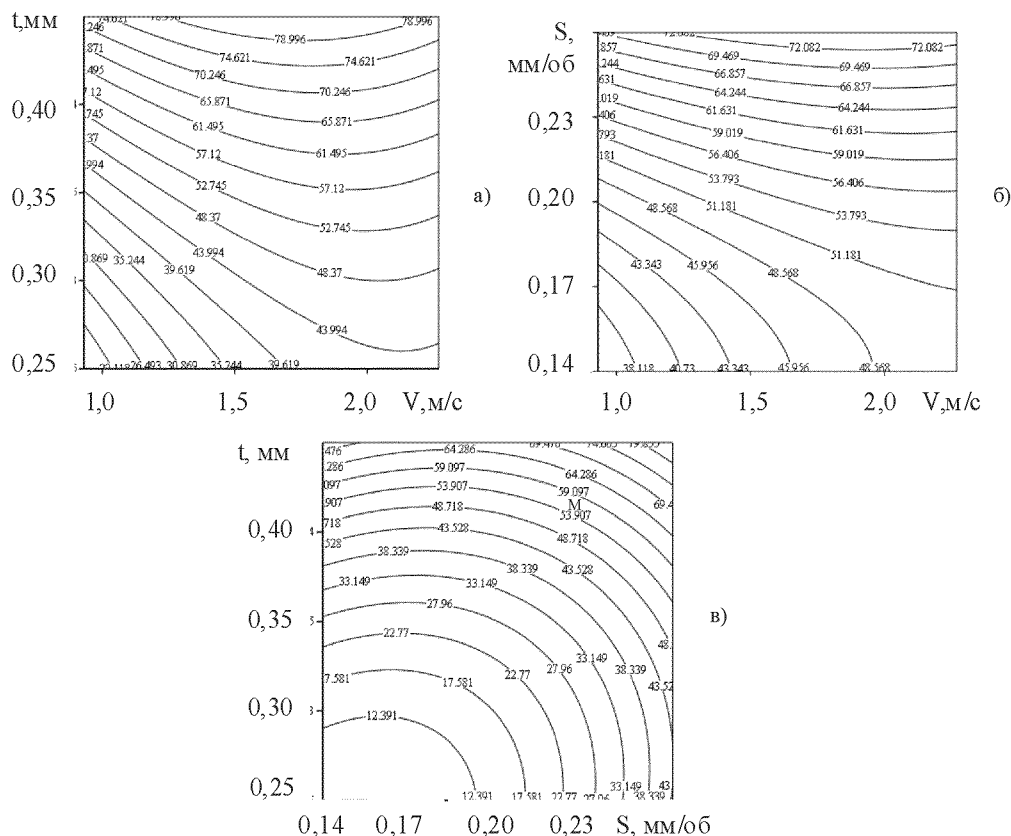


Рисунок 2 – Влияние параметров обработки на толщину упрочнённого слоя: а) - скорости и глубины резания при $S = 0,20$ мм/об; б) - скорости и подачи при $t = 0,25$ мм; в) - подачи и глубины резания при $V = 1,6$ м/с

Поверхность отклика (рис. 2,а) имеет вид параболического гиперболоида, что свидетельствует о сложном характере влияния этих параметров. Преимущественная ориентация линий сечения, в направлениях близких к горизонтальным, особенно при $V > 1,5$ м/с, свидетельствует о незначительном влиянии скорости обработки и более существенном влиянии глубины резания на толщину упрочнённого слоя.

Рассматривая случай, когда фиксировали глубину резания (t), анализировали совместное влияние подачи (S) и скорости резания (V) (рис. 2,б).

Характер поверхности отклика остаётся таким же, как и в ранее рассмотренном случае (рис. 2,а), однако кривые линий уровня, ориентированные в разных направлениях, в меньшей степени отличаются своей кривизной, и также свидетельствуют о большем влиянии подачи по сравнению со скоростью на формируемую толщину упрочнённого слоя. В области исследуемых факторов просматривается более существенное влияние подачи, что подтверждается кривыми рис. 2,в, на котором изучено взаимное влияние глубины резания и подачи на толщину слоя при фиксированной скорости резания.

Поверхность отклика имеет вид эллиптического параболоида с небольшим наклоном к горизонтальной оси большей полуоси эллиптического сечения. Такой характер линий уровня свидетельствует о имеющем место преобладании влияния глубины резания над величиной подачи на толщину формируемого упрочненного слоя.

Покрытие, нанесенное наплавочной проволокой Нп-30ХГСА имеет относительно невысокую микротвёрдость Н-50 – 310-322 и структуру троостита. Микроструктура упрочнённого поверхностного слоя приведена на рис. 3. Формируемый упрочненный слой отличается стабильностью по твёрдости и толщине. Кроме того, его микротвёрдость значительно выше, исходного металла покрытия и составляет Н-50 - 570 – 592.

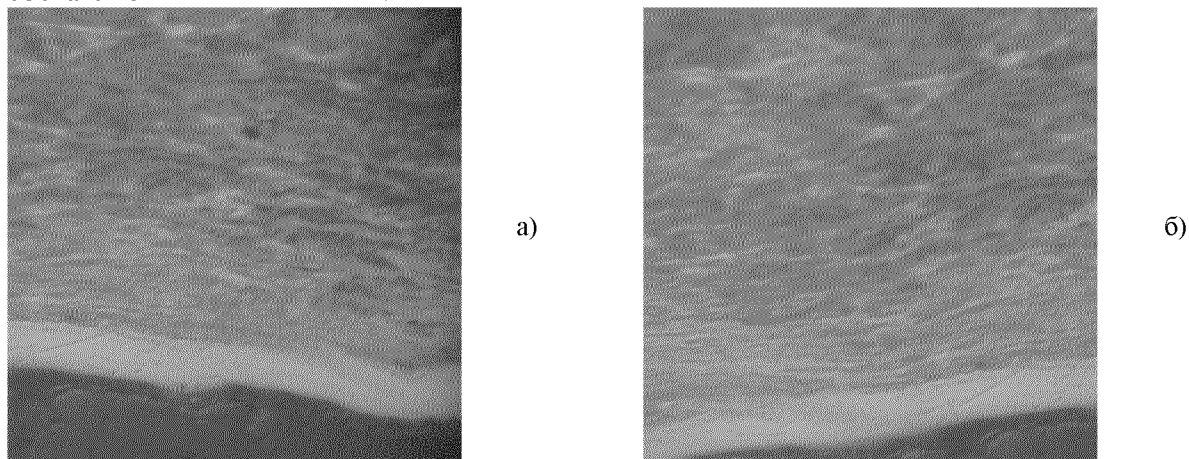


Рисунок 3 – Характерная микроструктура поверхностного слоя, формируемая при упрочняющей механической обработке резцом из ПСТМ типа киборит (К11) с режимами: а) – $V = 1,6$ м/с; $S = 0,20$ мм/об; $t = 0,40$ мм; $\gamma = -40^\circ$; б) – $V = 1,6$ м/с; $S = 0,26$ мм/об; $t = 0,35$ мм; $\gamma = -40^\circ$; $\times 500$

Исследования изменения микротвёрдости поверхностного слоя по глубине показали, что наиболее высокие значения характерны для глубины до 60 мкм (рис. 4).

Толщина упрочнённого слоя, при такой обработке невелика. Это объясняется невысоким содержанием углерода в покрытии. Повышение микротвёрдости поверхностного слоя по сравнению с более глубинными слоями покрытия объясняется упрочнением при температурно-силовом воздействии. Согласно данным [5] в таком процессе может иметь место и восходящая диффузия углерода. В этом случае

диффузия углерода объясняется градиентом напряжений, вызываемым объёмными изменениями при нагреве и охлаждении поверхностных слоёв и фазовыми превращениями. Это обеспечивает интенсивная пластическая деформация и нагрев.

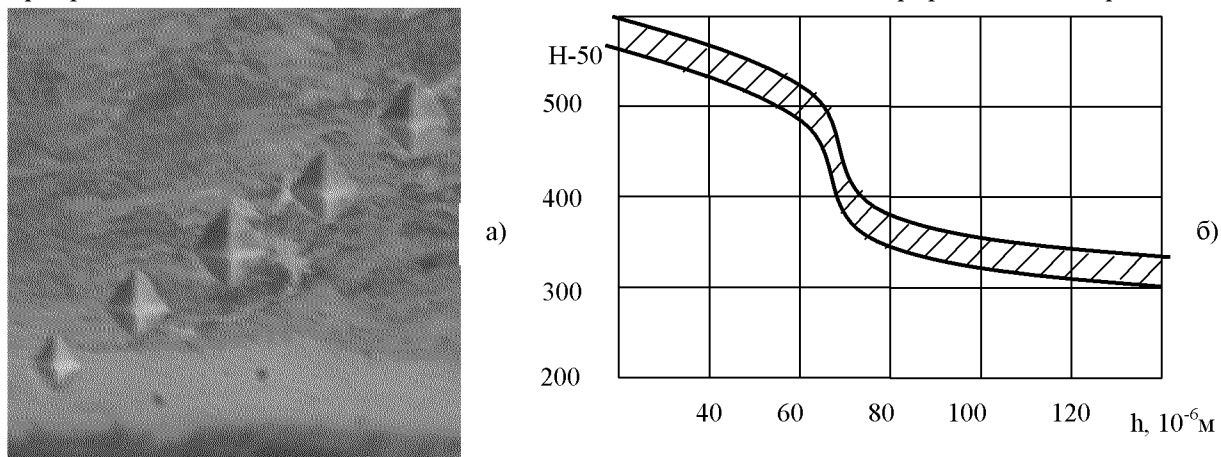


Рисунок 4 – Изменение микротвёрдости покрытия по глубине покрытия: а) $\times 800$

Установлено, что точение резцами с большими отрицательными значениями переднего угла создаёт в зоне обработки такой уровень температур и удельных давлений, который приводит к формированию в этой зоне слаботравящихся закалочных структур, так называемых белых слоёв. Формируемый деформационный бесструктурный мартенсит белого слоя имеет микротвёрдость в 1,8-2,1 раза выше, микротвёрдости покрытия. Такое повышение микротвёрдости обеспечит увеличение работоспособности восстановленных деталей, работающих в условиях жидкостного и полужидкостного трения.

Список литературы

1. Карпенко В.Г., Бабей Ю.И., Карпенко Н.В., Гутман Э.М. Упрочнение стали механической обработкой – Киев: Наукова думка, 1966. – 204 с.
2. Бабей Ю.И. Физические основы импульсного упрочнения стали и чугуна – Киев: Наукова думка, 1988. – 240 с.
3. Влияние механической обработки на свойства поверхностного слоя наплавленных деталей / В.В. Коломиец, С.А. Клименко, Р.В. Ридный, Л.И. Путятин // «Физические и компьютерные технологии»: Труды 8-й международной научно-технической конференции. – Харьков., 2003. – С. 61 – 63.
4. Винарский М.С., Лурье М.В. Планирование эксперимента в технологических исследованиях – К.: «Техніка», 1975. – 168 с.
5. Рыжов Э.В., Клименко С.А., Гуцаленко О.Г. Технологическое обеспечение качества деталей с покрытиями. – Київ: Наукова думка, 1994. – 176 с.

Т. Скобло, Р. Ридный

Формування зміцнюючих білих шарів на поверхні покриття в процесі спеціальної механічної обробки

Досліджено можливість формування зміцнених білих шарів на поверхні покриття в процесі спеціальної механічної обробки різцями із ПСТМ з великими від'ємними значеннями переднього кута. Встановлено, що точіння різцями з такими значеннями переднього кута створює в зоні обробки рівень температур і питомих тисків, який приводить до формування в зоні слаботравлячих гартованих структур типу білих шарів.

T. Skoblo, R. Ridnyy

Formation of hardening of white layers on the surface of the coating during special machining

An opportunity of strengthening by white layers formation on a covering surface during special machining with ПСТМ cutters with negative values of the front angle is investigated. It is found that a turning cutter with such values of the front angle creates in the treatment zone a temperature and specific pressure level, which results in the formation of feebly marked etching of the steeled structures in the zone.

Одержано 17.09.09

УДК 004.896.

О.Д.Криськов, проф., канд.техн.наук, К.К. Щербина, бакалавр
Кіровоградський національний технічний університет

ООП та методика проектування регламенту технологічного процесу

В статті викладено підвалини алгоритму проектування САПР регламенту технологічного процесу для обробки деталей на металорізальних верстатах на основі об'єктно-орієнтованого програмування та поточної техніко-економічної оцінки технологічних рішень на різних етапах проектування. Формування структури операції і призначення режимів різання виконується при допомозі функціональних програмованих елементарних технологічних модулів. Запропонований підхід направлено на пошук оптимальних з точки зору економіки технологічних рішень.

регламент технологічного процесу, техніко-економічна оцінка, технологічне рішення

Вступ. Не викликає сумніву необхідність своєчасної розробки оптимального, за прийнятим критерієм, технологічного процесу виготовлення деталей. Оперативне виконання цієї вимоги єдино можливе з використанням ПК та відповідного програмного забезпечення. Останнє підтверджується існуванням на ринку України САПР до десятка САПР регламентів технологічних процесів різних, переважно російських фірм [1,2,3]. Представник компанії SolidWorks в Росії фірма SolidWorks Russia також представляє свою версію програмного продукту САПР ТП “SWR-Технология”. Найкращі програмні продукти, що поставляються на ринок в наш час розробляються, як правило, на основі методики об'єктно-орієнтованого програмування (ООП). Логіка організації системи процедур проектування регламенту технологічного процесу (РТП), як кінцевого продукту будь-якої САПР, підказує доцільність використання ООП, в якій РТП розглядається як об'єкт в реальному машинобудівному виробництві із його багаточисельними організаційними, часовими, розмірними, технічними та іншими зв'язками. Зауважимо, що природня ієрархія: технологічний процес – операція – перехід, співзвучна властивості наслідування, а використання властивостей інкапсуляції, поліморфізму та перегрузки методів сприяють розробці компактного проекту, який при необхідності порівняно легко модернізувати. Отже використання ООП відкриває принципову можливість розробки гнучкого, порівняно невеликого за розміром при забезпеченні широкої функціональності програмного продукту.

Метою досліджень є розбудова підвалин алгоритму проектування САПР РТП на основі ООП та СОМ технологій, який дозволить поточну (біжучу) техніко-економічну оцінку (ТЕО) рішень в момент їх прийняття технологом на рівні переходу, операції та РТП в цілому.

Основна частина. Згідно з основною концепцією ООП, проектування базується на понятті класу, який є логічним розвитком фундаментального поняття відомого у програмуванні як тип даних. РТП з точки зору ООП є сукупність трьох реальних об'єктів: технологічний процес, технологічна операція та технологічний перехід. В проекті TexprocesExample_xxxxxx було відповідно створено три класи: технологічний процес (TexprocesClass), операція (OperacionClass) та перехід (PerehodClass). Кожний

клас декларує притаманні йому поля та (чи) властивості, які з урахуванням механізмів ООП можуть бути використані в дочірніх класах.

Прийmemo до уваги, що для класа `TexprocesClass` характерними будуть поля та поля-властивості перш за все організаційно-економічного плану, що характеризують за тою чи іншою прийнятою на даному виробництві системою позначень: тип виробництва, вказівки щодо способу технічного нормування, міри оснащення проектуемого технологічного процесу, особливостей вибору спеціальних чи універсальних пристроїв, прізвищ розробників РТП та керівників технологічних підрозділів а також поля для розміщення назви, шифру, 2D чи 3D моделі, маси деталі тощо. Крім того, в класі `TexprocesClass` очевидно слід виділити поля для запису як загальної трудомісткості виготовлення деталі так і часткових тудомісткостей по видам робіт (ливарних, ковальських тощо) чи операцій (токарних, фрезерних, свердлувальних), загального та часткового розміру витрат по видам інструментів. Тут очевидно мають бути поля для запису марки матеріалу, міцності чи твердості заготовки, вартості 1 кВт електроенергії на даному відрізьку часу, загальних витрат на електроенергію по операціям та для реалізації проектуемого РТП у цілому тощо. Згідно методики ООП на базі класу `TexprocesClass` створено об'єкт `ТЕХПРОЦЕС`, поля якого дозволять описати найбільш загальні риси реалізуемого в цеху технологічного процесу виготовлення деталі. Це тим більш важливо, що поняття `ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ПРОЦЕС` є поняття комплексне і крім механічних операцій, включає, як правило, операції заготівельні, ковальські, ливарні, термічні, гальванічні, покрасочні тощо. Кожен з таких об'єктів буде мати свої притаманні для даного виду робіт поля.

Орієнтуючись на ООП технологію, зокрема таку особливість як наслідування та поліморфізм прийmemo як базовий в проєкті (батьківський) клас `TexprocesClass`. Очевидно, що такий клас має нам дозволити створення об'єктів цього класу (за необхідністю) `ЗАГОТІВЕЛЬНОГО`, `ОБРОБКИ РІЗАННЯМ`, `ГАЛЬВАНІЧНОГО`, `ТЕРМІЧНОГО` чи `КОМПЛЕКСНОГО`.

У відповідності до традиційної ієрархії структур РТП клас `OperacionClass` створено як похідний (дочірній) клас по відношенню до класу `TexprocesClass`. Останній, наприклад для операцій механічної обробки, має нам дозволити створити об'єкти відповідні назвам операцій `ТОКАРНА`, `СВЕРДЛУВАЛЬНА`, `ФРЕЗЕРНА` тощо. Поля притаманні класу `OperacionClass`, будуть представляти в системі проектування назви операцій, операційні ескізи, групи верстатів, їх моделі, вартість та паспортні дані, вид затискного та контрольного пристроїв на операції, їх вагу та вартість, термін експлуатації тощо. На базі класу `OperacionClass` породжуються об'єкти `ОПЕРАЦІЯ`. Кількість останніх визначається складністю проектуемого регламенту причому згідно принципу наслідування поля класу `TexprocesClass` є доступними в класі `OperacionClass`. Прикладом значення поля назва операції є текст: `токарна`, `свердлильна`, `фрезерна` тощо.

На базі класу `OperacionClass` створимо як дочірній клас `PerehodClass`, який дозволяє створити свої об'єкти `ПЕРЕХОД_1`, `ПЕРЕХОД_2`, `ПЕРЕХОД_3...` `ПЕРЕХОД_n`, що відображають зміст технологічного переходу в даній операції. В класі `PerehodClass` об'явлено поля, на яких розміщується інформація, притаманна саме для переходу: технологічний зміст переходу, елементи режимів різання, назви інструментів та їх позначення згідно стандарту, вартість по прейскурантом, стійкість, допустима кількість переточок, вага, габаритні та приєднувальні розміри і таке інше. Очевидно тут мають бути поля для запису технологічної собівартості переходу, технологічної собівартості роботи інструменту та витрат електроенергії на переході тощо. Зауважимо, що в класі `PerehodClass` доступні певні поля батьківських класів

TexprocesClass та OperacionClass. При цьому в об'єкті OperacionClass відповідно до структури конкретного РТП можуть бути декілька об'єктів PerehodClass.

В процесі технологічного проектування деякі з полів вищезгаданих класів заповнюються технологом в інтерактивному режимі, інші, наприклад, паспортні дані верстата чи інструмента та їх вартості - з баз даних, а деякі динамічно заповнюються в результаті відпрацювання тих чи інших процедур проекту. Крім того, слід виділити групу полів-властивостей, що заповнюються інформацією безпосередньо в процесі математичного моделювання операції, наприклад, основний час по переходам, технологічна вартість, трудомісткість операції в цілому та по їх складовим тощо.

Використовуючи методику ООП алгоритм роботи процедур організовано так, щоб до ряду полів мати безпосередній доступ, до інших, так званих полів-властивостей (полів-членів) тільки опосередковано - при допомозі методів Get і Set. Прикладом полів з безпосереднім доступом є поле на якому записано прізвище розробника. До полів-властивостей відносять, як правило, ті з числа вище перерахованих, які по природі свого виникнення та існування у віртуальному просторі моделювання регламенту взаємопов'язані. Зміна значень такого поля обов'язково має викликати певні зміни значень взаємно пов'язаних (за логікою проектування) полів, наявних у різних об'єктах, породжених різними класами. Так, наприклад, зміна значення властивості - стійкість інструменту природно автоматично має викликати зміни значень полів швидкості різання, чисел обертів та ефективної потужності різання, основного часу в певному об'єкті ПЕРЕХОД_n, викликавши відповідні зміни полів трудомісткості операції, її вартості і таке інше в ОБ'ЄКТІ операція, а зрештою в ряді полів об'єкту ТЕХПРОЦЕС. Використання полів-властивостей та доступу до них методами Get і Set допомагає зберігати цілісність даних. В проекті, як і в природі розглядуваних явищ, існує певна залежність між об'єктами. Кожному об'єкту класу OperacionClass відповідають конкретні об'єкти класу PerehodClass. Якщо взяти за приклад об'єкт класу OperacionClass "токарна операція", притаманним для нього будуть об'єкти класу PerehodClass: "підрізка торця", "проточка", "прорізання канавки" тощо.

Заповнення полів має місце в момент присвоювання певному полю значення результату за допомогою спеціального метода (конструктора), який прийнято називати типовою назвою Create, а вивільнення пам'яті - за допомогою спеціального метода (деструктора) з типовою назвою - Free.

Згідно методики ООП дочірні класи можуть використовувати властивості і поля батьківських класів, що виключає багаторазовий опис полів для однієї і тієї ж інформації у класах різного рівня прийнятої ієрархії. Крім того такий підхід виключає дублювання окремих властивостей та разом з методами SET і GET захищає від несанкціонованої зміни значень окремих полів у дочірніх класах, чітко розділяючи елементи інформації по класам та об'єктам.

Доступність інформації, занесеної в поля батьківських класів для процедур та функцій дочірніх класів, представлена у виді поліморфної поведінки класу. Для цього в середовищі Delphi передбачливо введено службовий оператор **inherited**. Нижче наведено приклад застосування цього оператора до ряду полів (*CodeMaterialDet, PrizvuscheRozrob...*), описаних і наповнених змістом відповідним конструктором у TexprocesClass, які доступні до використання в OperacionClass:

```
inherited SetAll(NameDet, ShufrDet, CodeMaterialDet, PrizvuscheRozrob,  
                PrizvuscheZatver, PrizvuscheNormKont, NumberChex,  
                XarakterZagot, TupVurob);
```

Зворотній зв'язок визначається захищеністю полів-властивостей, що забезпечено їх описом в різних сферах захищеності, обумовлених службовими словами

protected, private та **public**. Як приклад захищеного поля-властивості візьмемо марку матеріала деталі, яка залишається незмінною від батьківського до всієї можливої низки дочірніх класів та породжених на їх основі об'єктів.

private *sXarakterZagot:string;*

Другим прикладом опису доступності полів є опис поля штучного часу на операцію, зміст якого залежить від суми основних часів на перехід.

public *rTshtuch:real;*

Для більш чіткого розуміння спадкоємності структурних елементів РТП візьмемо за приклад сортамент, розміри та механічні властивості заготовки чи її вид, які описані в класі *TexprocesClass*. В подальшому ця інформація буде використовуватись при виборі кріпильних пристроїв чи обладнання в *OperacionClass*, для розрахунку режимів різання в *PerehodClass*. Адже при виборі ріжучої частини інструменту чи розрахунку режимів різання при проектуванні технологічних переходів потрібно знати механічні властивості матеріалу деталі, які описуються в класі *TexprocesClass*. Ще одним аналогічним прикладом є поле для запису типу виробництва, яке описане в цьому ж класі. Значення цього поля заповнюється перед початком проектування РТП і впливає на вибір устаткування та міру оснащення в *OperacionClass*, методику технологічного нормування, а в *PerehodClass* - на розрахунок технологічної собівартості переходу.

Враховуючи засоби обмеження доступності до даних різних класів у батьківському класі нашого проекту *TexprocesClass* опис захищених даних має вигляд:

private

procedure *SetsXarakterZagot(XarakterZagot:string);*

а доступність до таких даних у дочірніх класах забезпечується службовим оператором **inherited**. Відповідно в класі *OperacionClass* маємо:

inherited *SetAll(NameDet,ShufrDet,CodeMaterialDet,PrizvuscheRozrob,
PrizvuscheZatver,PrizvuscheNormKont,NumberChex,
XarakterZagot,TupVurob);;*

а у класі *PerehodClass* -

Inherited

*SetAll(NameDet,ShufrDet,CodeMaterialDet,PrizvuscheRozrob,
PrizvuscheZatver,PrizvuscheNormKont,NumberChex,XarakterZagot,TupVurob,
GroupVerst,ModelVerstat,NameOper,Prisposob,Vudprivod,KontPrispo,SposobNorm,
FVerst,P,KiltDvug,KiltYRE,VartistOblad);*

При призначенні режимів різання на *i*-тий перехід *j*-тої операції необхідна інформація про паспортні дані верстата. Поля, які зберігають цю інформацію, природньо описати в класі операція і заповнити конкретною інформацією при виборі моделі верстата відповідною процедурою з типовою назвою *Constructor*.

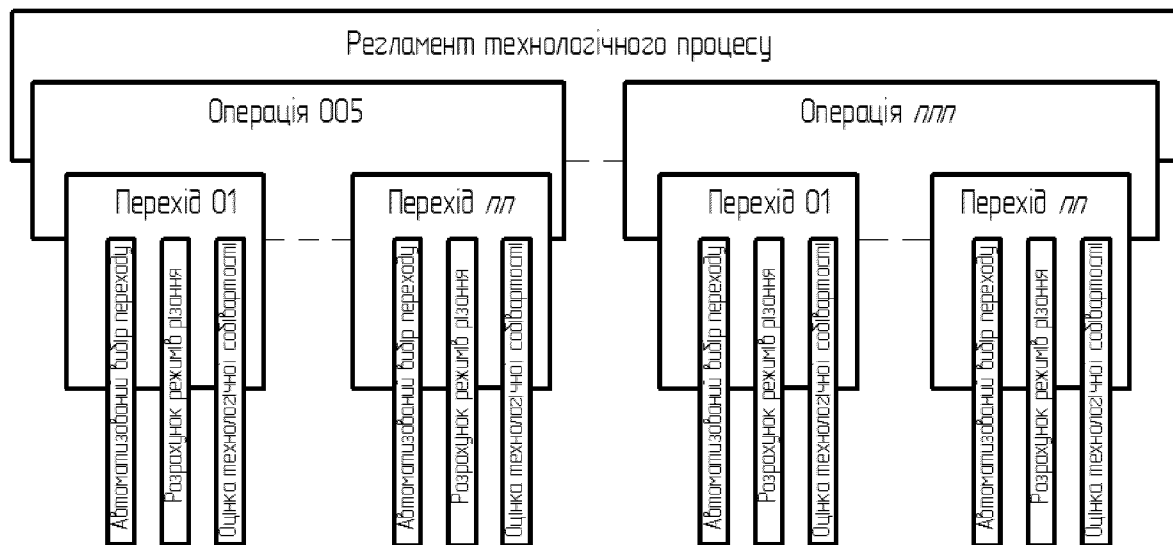


Рисунок - Типова структура проектування регламенту технологічних процесів

Для оформлення технологічної документації необхідні прізвища розробників, керівників різних служб, які узгоджують та затверджують зміст РТП. Відповідні поля описані в TexprocesClass і в подальшому значення цих полів використовується в при автоматичному оформленні операційних карт та карт ескізів, як об'єктів, створених на базі цього класу.

Проект дозволяє в діалоговому режимі (рисунок) розробити розгалужену базу технологічних процесів, завдяки тому що вони, як такі, та їх структурні складові мають спільні властивості, в тому числі певну кількість технологічних операцій із загальними для останніх властивостями, а кожна із операцій, в свою чергу, має невизначену наперед кількість переходів із своєю групою властивостей.

Висновок. На основі ООП запропонована ідеологія розбудови програмного продукту для проектування РТП у діалоговому режимі виготовлення деталей на металорізальних верстатах, яка передбачає біжучу оцінку ТЕО рішень у момент їх прийняття з використанням функціональних ПЕТМ, зокрема, призначення режимів різання, оцінки технологічної собівартості операції та переходу, формування структури технологічних операцій та РТП в цілому.

Список літератури

1. САПР и графика 5'2008 А.А.Серебряков (стр. 70-75) "Библиотека технологических решений как инструмент автоматизации технологической подготовки производства"
2. <http://ascon.ru/press/articles/> за 10.06.09
3. http://www.technologies.ru/program/info/text_16902.html?page=3 за 10.06.09
4. Сухарев.М. Delphi. Полное руководство. _СПб.: Наука и техника, 2008. –1040с.:Ил.(+DVD с видеокурсом).
5. Криськов О.Д. Економічна оцінка технологічного рішення в момент його прийняття. Сборник трудов XV Международной научной-технической конференции / Машиностроение и техносфера XXI века / в г. Севастополе 15-20.09.2008 Том.2. Донецк, 2008.– С. 161-165
6. Криськов О.Д. Оперативна техніко-економічна оцінка рішення технолога-проектанта в САПР регламентів технологічних процесів. Збірник наукових праць Кіровоградського державного технічного університету / Техніка у сільському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація /. Вип. 21. – Кіровоград: КДТУ. 2008. – С.328-331.

О.Криськов, К.Щербина

ООП и методика проектирования регламента технологического процесса

В статье изложены основы алгоритма проектирования САПР регламента технологического процесса обработки деталей на металлорежущих станках на основе объектно-ориентированного программирования. Предусматривается текущая технико-экономической оценка технологических решений на разных этапах проектирования. Формирование структуры операции и назначение режимов резания выполняется при помощи специально разработанных функциональных программируемых элементарных технологических модулей. Предложенный подход направлен на поиск оптимальных с экономической точки зрения технологических решений.

O.Kriskov, K.ShCherbina

ООП and a technique of designing of the rules of technological process In article bases of algorithm of designing САПР of the rules of technological process of processing of details on metal-cutting machine tools are stated on the basis of object-oriented programming. The estimation of technological decisions at different design stages is provided current technical and economic. Formation of structure of operation and purpose of modes of cutting is carried out with the help of specially developed functional programmed elementary technological modules. The offered approach is directed on search optimum from the economic point of view of technological decisions.

Одержано 22.09.09

Вимірювання діелектричної проникності біологічних об'єктів в широких частотних діапазонах

Обґрунтовано визначення діелектричної проникності біологічних об'єктів за результатами імпульсного вимірювання параметрів чотириполосника з досліджуванним об'єктом. Розроблена методика калібрування рефлектора в режимі холостого ходу, короткого замикання і хвильового опору, що дозволяє обчислити комплексну діелектричну провідність об'єкта.
біологічні об'єкти, діелектрична проникність, коефіцієнт відображення, рефлектометрія

Постановка проблеми. З проведеного аналізу виходить, що ефективно застосування ЕМП в сільському господарстві, харчовій і переробній промисловості, а також для контролю якості і збереження сільськогосподарської продукції актуальним є створення засобів вимірювання для відтворення, зберігання і передачі розмірів одиниць комплексної діелектричної проникності в широкому частотному діапазоні електромагнітних вимірювань (ЕМВ) [1].

В Україні систематизація даних про діелектричні властивості біооб'єктів до теперішнього часу не проводилася. Нечисленні дослідження по діелектричній спектроскопії біооб'єктів проводилися в обмежених частотних діапазонах і носили розрізнений характер. Тому виникає необхідність по створенню, широкосмугових по частоті, нових засобів вимірювання діелектричних властивостей біооб'єктів.

Аналіз останніх досліджень. В деяких працях [2,3] розглянуто метод вимірювання діелектричних параметрів матеріалів в НВЧ діапазоні при допомозі 8-параметрів чотириполосників.

Апаратурна реалізація розглянутих методів вимірювання діелектричної проникності (ДП) матеріалів і біоречовин є складними радіотехнічними пристроями, що містять велике число різних вузлів і елементів: джерела сигналів на необхідний діапазон частот; перетворювачі частоти; направлені відгалужувачі і мости; вентилі; пристрої індикації; блоки живлення. Основною проблемою при створенні апаратури такого класу є відсутність широкосмугових джерел сигналу. В даний час ця проблема вирішується методом набору необхідної кількості генераторів, що забезпечують необхідний діапазон частот. Істотним недоліком розглянутих методів вимірювання ДП біооб'єктів є принципова неможливість вимірювання ДП через не лінійність властивостей біооб'єктів [4].

Формування цілей статті. Метою даної статті є обґрунтування метода вимірювання діелектричної проникності біологічних об'єктів в широкій смузі частот.

Основна частина. Діелектричну проникність біооб'єктів визначимо за результатами імпульсних вимірювань параметрів чотириполосника з досліджуванним об'єктом.

Для визначення параметрів чотириполосників використовуємо матриці, елементи яких є коефіцієнтами в рівняннях, що зв'язують значення напруги і струмів на

вході і виході чотириполюсника. Відомі матриці передачі \overline{A} , імпедансу \overline{Z} , провідності \overline{Y} , гібридної \overline{H} , хвильової матриці передачі T і матриці розсіяння \overline{S} .

Можливий перехід від однієї матриці до іншої, тому вибір тієї або іншої системи вимірюваних параметрів здійснюють, виходячи з умов близькості режиму вимірювання параметрів до реального режиму роботи чотириполюсника.

Розглянемо систему S-параметрів, яка визначається із співвідношення:

$$S_{ij}(j\omega) = \frac{F[y_{ij}(t)]}{F[x_{ij}(t)]}, \quad (1)$$

де $F[y_{ij}(t)], F[x_{ij}(t)]$ – перетворювання Фур'є тимчасового сигналу;

$x(t)$ – зондуючий сигнал;

$y(t)$ – відображений, або сигнал який пройшов.

Елементи матриці розсіяння S інтерпретовані як коефіцієнти відображення від входу і виходу чотириполюсника:

$$S = \begin{bmatrix} S_{11} & S_{12} \\ S_{21} & S_{22} \end{bmatrix}, \quad (2)$$

де S_{11} і S_{22} – комплексні коефіцієнти відображення входу і виходу;

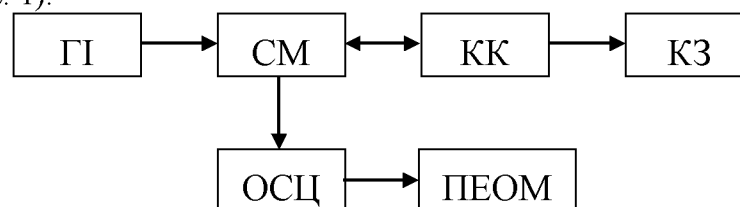
S_{21} і S_{12} – комплексні коефіцієнти передачі відповідно в прямому та зворотному напрямках.

Вважаємо, що контейнер з досліджуваним діелектриком є симетричним чотириполюсником.

Тоді:

$$S_{11}(j\omega) = S_{22}(j\omega); S_{12}(j\omega) = S_{21}(j\omega). \quad (3)$$

Розробимо методику, за допомогою якої по параметрах матриць розсіяння і хвильового опору симетричного чотириполюсника можна обчислити комплексну діелектричну проникність досліджуваної речовини. Для цього скористаємося схемою рефлектометра (рис. 1).



ГІ - генератор імпульсів; СМ - стробоскопічний змішувач; КК - коаксіальний контейнер; КЗ - короткозамкнене навантаження; ОСЦ - стробоскопічний осцилограф; ПЕОМ - комп'ютер

Рисунок 1 – Структурна схема рефлектометра

Зондуючий сигнал генератора імпульсів через широкосмуговий змішувач поступає на коаксіальний контейнер з досліджуваною речовиною, де виникає відображений сигнал. Пройшовши через досліджуваний біооб'єкт сигнал поступає на короткозамкнене навантаження і після відображення від нього знов проходить через контейнер з біооб'єктом.

Сигнал який пройшов разом з іншими сигналами поступає на стробоскопічний реєструючий пристрій осцилографа. Схема дозволяє за рахунок розділення сигналів в часі спостерігати на одному індикаторі відображений від досліджуваної речовини сигнал, що двічі пройшов через зразок.

На підставі [5] вважаємо, що ділянку коаксіального тракту з хвильовим опором Z_0 можна розглядати як чотириполюсник, тоді для чотириполюсника з біооб'єктом або матеріалом хвильовий опір Z визначатиметься із співвідношення:

$$Z = Z_0 \sqrt{\mu(j\omega) / \varepsilon(j\omega)}, \quad (4)$$

де Z_0 – хвильовий опір незаповненого контейнера;

$\varepsilon(j\omega)$ і $\mu(j\omega)$ – комплексні діелектрична та магнітна проникність.

Постійна розповсюдження дорівнює:

$$\gamma = \gamma_0 \sqrt{\varepsilon(j\omega) \cdot \mu(j\omega)} = \frac{j\omega l}{c} \sqrt{\varepsilon(j\omega) \cdot \mu(j\omega)} \quad (5)$$

де l – довжина зразка, що досліджується;

c – швидкість світла;

ω – частота.

Характеристичні параметри лінії пов'язані з характеристичними параметрами досліджуваного чотириполюсника – хвильовим опором $Z_{\text{вч}}$ і характеристичним коефіцієнтом передачі $\gamma_{\text{ч}}$ співвідношеннями:

$$Z_{\text{вч}} = Z, \quad \gamma_{\text{ч}} = \gamma.$$

Для визначення характеристичних параметрів чотириполюсника скористаємося опорами холостого ходу $Z_{\text{хх}}$ і короткого замикання $Z_{\text{кз}}$ тобто;

$$Z_{\text{вч}} = \sqrt{Z_{\text{хх}} \cdot Z_{\text{кз}}}; \quad \text{th} \gamma_{\text{ч}} = \sqrt{Z_{\text{кз}} / Z_{\text{хх}}}. \quad (6)$$

Визначимо опори короткого замикання і холостого ходу через елементи матриці розсіяння $S_{11}(j\omega)$ і $S_{21}(j\omega)$ (рис.2).

На рис. 2а показано коаксіальний контейнер, а на рис. 2б і 2в схеми взаємодії падаючої і відображеної хвиль в рефлектометрі. Так на рис. 2б, назустріч падаючій хвилі з амплітудою одиниця, направлена зворотна хвиля з такою ж амплітудою. Зворотна хвиля, пройшовши досліджуваний зразок, створює на лівій ділянці лінії

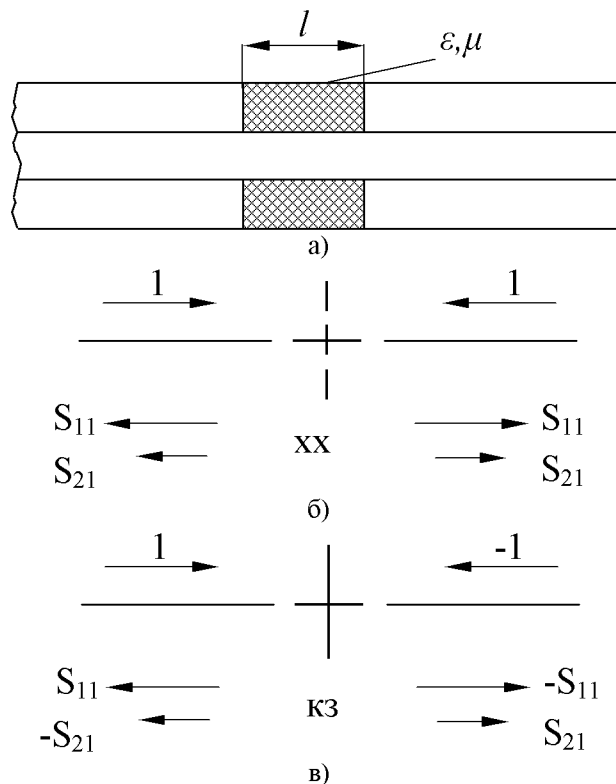
хвилю з амплітудою $S_{11}(j\omega)$. У центральному перетині лінії початкова одинична хвиля і направлена назустріч їй одинична хвиля створюють однакові по величині і протилежні по напрямку струми.

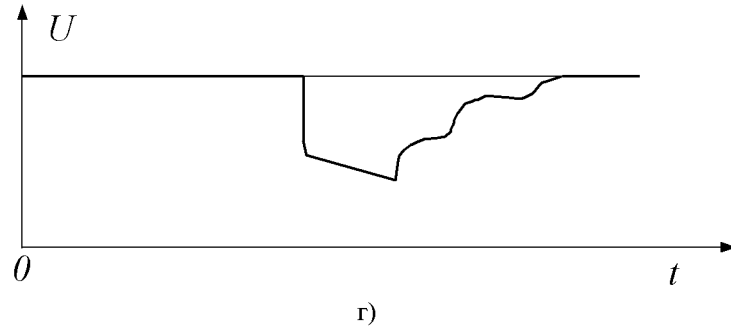
Таким чином, струм в центральному перетині (рис. 2б) рівний нулю, що рівносильно холостому ходу. Коефіцієнт відображення при холостому ході, (рис. 2б), буде рівний:

$$S_{xx}(j\omega) = S_{11}(j\omega) + S_{21}(j\omega). \quad (7)$$

Для визначення коефіцієнта відображення при короткому замиканні в центрі лінії направимо назустріч падаючій хвилі одиничної амплітуди хвилю з амплітудою мінус одиниця (рис. 2в). Ця хвиля створить в центральному перетині напругу, рівну по величині і протилежну за знаком напрузі початкової падаючої хвилі. Сумарна напруга при цьому перетвориться на нуль, що відповідає короткому замиканню в центральному перетині лінії. Як впливає з рис. 2в, коефіцієнт відображення при короткому замиканні в центрі зразка:

$$S_{кз}(j\omega) = S_{11}(j\omega) - S_{21}(j\omega). \quad (8)$$





а) - контейнер; б), в) - напрямки хвиль в досліді холостого ходу і короткого замикання; г) - відображений сигнал

Рисунок 2 – Визначення діелектричної і магнітної проникності речовини

Тоді, враховуючи зв'язок між коефіцієнтом відображення і вхідним опором лінії отримаємо:

$$Z_{xx} = Z \frac{1 + S_{xx}(j\omega)}{1 - S_{xx}(j\omega)}; \quad Z_{кз} = Z \frac{1 + S_{кз}(j\omega)}{1 - S_{кз}(j\omega)}. \quad (9)$$

Враховуючи приведені вище співвідношення, запишемо рівняння для визначення діелектричної і магнітної проникності:

$$\sqrt{\frac{\varepsilon(j\omega)}{\mu(j\omega)}} = \frac{1}{Z} \sqrt{Z_{xx} \cdot Z_{кз}}, \quad (10)$$

$$th \frac{j\omega l}{2c} \sqrt{\varepsilon(j\omega) \cdot \mu(j\omega)} = \sqrt{Z_{xx} / Z_{кз}}, \quad (11)$$

Використовуючи зв'язок між гіперболічним тангенсом і розповсюдженою експоненціальною функцією, запишемо остаточні вирази для розрахунку шуканих величин:

$$\varepsilon(j\omega) = \frac{cZ_0}{j\omega l \sqrt{Z_{xx} \cdot Z_{кз}}} \ln \frac{\sqrt{Z_{xx}} + \sqrt{Z_{кз}}}{\sqrt{Z_{xx}} - \sqrt{Z_{кз}}}, \quad (12)$$

$$\mu(j\omega) = \frac{c\sqrt{Z_{xx} \cdot Z_{кз}}}{j\omega l Z_0} \ln \frac{\sqrt{Z_{xx}} + \sqrt{Z_{кз}}}{\sqrt{Z_{xx}} - \sqrt{Z_{кз}}}, \quad (13)$$

де

$$Z_{xx} = Z \frac{1 + S_{11}(j\omega) + S_{21}(j\omega)}{1 - S_{11}(j\omega) - S_{21}(j\omega)}, \quad (14)$$

$$Z_{kz} = Z \frac{1 + S_{11}(j\omega) - S_{21}(j\omega)}{1 - S_{11}(j\omega) + S_{21}(j\omega)}. \quad (15)$$

Комплексна діелектрична проникність пов'язана з провідністю $\sigma(\omega)$ співвідношенням:

$$\varepsilon(j\omega) = \varepsilon'(\omega) - j\varepsilon''(\omega) = \varepsilon'(\omega) + \sigma(\omega)/j\omega. \quad (16)$$

Уявна частина комплексної проникності визначає провідність зразка $\sigma(\omega) = \omega\varepsilon''(\omega)$, а також характеризує втрати в ньому.

У більшості практичних випадків біооб'єкти сільськогосподарського призначення володіють виключно діелектричними властивостями і тому можна вважати $\mu(j\omega) = 1$, що істотно спрощує приведені вище розрахунки.

Розглянемо хвильову матрицю чотириполюсника T , утвореного включенням зразка в узгоджену лінію (рис. 2а).

Елемент $T_{21}(j\omega)$ дорівнює:

$$T_{21}(j\omega) = S_{11}(j\omega)/S_{21}(j\omega) = U_0(j\omega)/U_{np}(j\omega), \quad (17)$$

де U_0 – амплітуда відображеної хвилі;
 U_{np} – амплітуда хвилі, яка пройшла.

У вираз для $T_{21}(j\omega)$ не входить спектр зонduючого сигналу, а тільки спектри сигналу, який пройшов і відображеного. Це дозволить виключити похибки, пов'язані з визначенням спектру зонduючого сигналу.

Визначаючи амплітуди відображених хвиль і хвиль, які пройшли (рис. 2), отримаємо наступний вираз для $T_{21}(j\omega)$:

$$T_{21}(j\omega) = \frac{\Gamma - \Gamma(1 - \Gamma^2)e^{-2j\sqrt{\varepsilon(j\omega)}\cdot\omega t_0} - \Gamma^3(1 - \Gamma^2)e^{-4j\sqrt{\varepsilon(j\omega)}\cdot\omega t_0} \dots}{(1 - \Gamma^2)e^{-j\sqrt{\varepsilon(j\omega)}\cdot\omega t_0} - \Gamma^2(1 - \Gamma^2)e^{-3j\sqrt{\varepsilon(j\omega)}\cdot\omega t_0} \dots}, \quad (18)$$

де t_0 – час затримки сигналу на відрізку довжиною l при відсутності діелектрика;
 Γ – коефіцієнт відображення від нескінченної лінії, заповненої досліджуванним діелектриком.

$$\Gamma(j\omega) = (1 - \sqrt{\varepsilon(j\omega)})/(1 + \sqrt{\varepsilon(j\omega)}). \quad (19)$$

Просумувавши для $T_{21}(j\omega)$ геометричні прогресії, підставляючи вираз для $\Gamma(j\omega)$ і виконуючи алгебраїчні перетворення, отримаємо:

$$T_{21}(j\omega) = \frac{1 - \sqrt{\varepsilon(j\omega)}}{2\sqrt{\varepsilon(j\omega)}} \sin \sqrt{\varepsilon(j\omega)} \cdot \omega t_0. \quad (20)$$

При частотах ω , для яких виконується нерівність $\omega t_0 \left| \sqrt{\varepsilon(j\omega)} \right| \ll 1$, (довжина хвилі в діелектрику багато більше довжини зразка l), значення синуса замінимо значенням аргументу, розрахункове співвідношення спроститься і матиме вигляд:

$$\varepsilon(j\omega) = 1 - 2T_{21}(j\omega) / \omega t_0. \quad (21)$$

При використанні контейнера кінцевого типу заповненого діелектриком маємо:

$$C = \varepsilon(j\omega)C_0. \quad (22)$$

де C_0 – місткість незаповненого контейнера.

Тоді діелектрична проникність визначиться по виміряному значенню коефіцієнта відображення $\Gamma(j\omega)$ на підставі рівності:

$$\frac{1}{j\omega C_0(j\omega)} = Z \frac{1 + \Gamma(j\omega)}{1 - \Gamma(j\omega)},$$

звідки отримаємо співвідношення:

$$\varepsilon(j\omega) = \frac{1}{j\omega C_0 Z} \cdot \frac{1 - \Gamma(j\omega)}{1 + \Gamma(j\omega)}. \quad (23)$$

Далі скористаємося моделлю Дебая, яка описує залежність комплексної діелектричної проникності від частоти [6].

В операторному вигляді вона визначається виразом:

$$\varepsilon(p) = \varepsilon_\infty + (\varepsilon_0 - \varepsilon_\infty) / (1 + p\tau). \quad (24)$$

де ε_∞ – діелектрична проникність на низьких частотах;

ε_0 – діелектрична проникність на високих частотах;

τ – час релаксації.

Відображений сигнал при зондуванні ідеальним перепадом напруги приведений на рис. 2г. Для визначення параметрів ε_∞ , ε_0 , τ скористаємося трьома параметрами

відгуку: початковим стрибком u_∞ , початковою швидкістю наростання відгуку $k = \left. \frac{du}{dt} \right|_{t=0}$ і площею під відгуком:

$$s = \left| \int_0^\infty u(t) dt \right|. \quad (25)$$

Визначимо співвідношення, що пов'язують величини u_∞ , k , s , c , ε_∞ , ε_0 , τ . Початкова ділянка сигналу $t < 2t_0\sqrt{\varepsilon_\infty}$, в момент коли сигнал відображений від другої межі діелектрик-повітря рівний нулю, визначається відображенням від першої межі і може бути знайдений шляхом розрахунку на підставі оберненого перетворення Лапласа від виразу:

$$\Gamma(p) = (1 - \sqrt{\varepsilon(p)}) / (1 + \sqrt{\varepsilon(p)}). \quad (26)$$

Розкладаючи цей вираз з урахуванням (2) в ряд за ступенями $1/p$, отримуємо:

$$\Gamma(p) = \frac{1 - \sqrt{\varepsilon_\infty}}{1 + \sqrt{\varepsilon_\infty}} - \frac{1}{\tau} \cdot \frac{\varepsilon_0 - \varepsilon_\infty}{\sqrt{\varepsilon_\infty} (1 + \varepsilon_\infty)^2} \cdot \frac{1}{p} + O\left(\frac{1}{p^2}\right). \quad (27)$$

де $O(x^2)$ – величина, що містить x в другій і вищих ступенях.

На підставі (27) запишемо відгук на одиничний перепад:

$$u(t) = \frac{1 - \sqrt{\varepsilon_\infty}}{1 + \sqrt{\varepsilon_\infty}} - \frac{1}{\tau} \cdot \frac{\varepsilon_0 - \varepsilon_\infty}{\sqrt{\varepsilon_\infty} (1 + \varepsilon_\infty)^2} \cdot t + O(t^2), \quad (28)$$

звідки витікає, що:

$$u(t) = (\sqrt{\varepsilon_\infty} - 1) / (\sqrt{\varepsilon_\infty} + 1), \quad (29)$$

$$u(t) = \frac{1}{\tau} \cdot \frac{\varepsilon_0 - \varepsilon_\infty}{\sqrt{\varepsilon_\infty} (1 + \varepsilon_\infty)^2}. \quad (30)$$

Для визначення площі під відображеним сигналом розглянемо вираз для коефіцієнта відображення $S_{11}(p)$ від зразка з урахуванням двох меж.

$$S_{11}(p) = \Gamma(p) = \frac{e^{-2pt_0\sqrt{\varepsilon(p)}}}{1 - \Gamma^2(p)e^{-2pt_0\sqrt{\varepsilon(p)}}}, \quad (31)$$

$$S_{11}(p) = \frac{1 - \varepsilon_0}{2} t_0 p + O(p^2). \quad (32)$$

Переходячи в тимчасову область і інтегруючи по t , отримуємо:

$$s = \frac{\varepsilon_0 - 1}{2} t_0. \quad (33)$$

На підставі (29)...(33) отримуємо формули для розрахунку:

$$\varepsilon_0 = \frac{2s}{t_0} + 1, \quad \varepsilon_\infty = \left(\frac{1 + u_0}{1 - u_0} \right)^2; \quad (34)$$

$$\tau = \frac{1}{k} \cdot \frac{\varepsilon_0 - \varepsilon_\infty}{\sqrt{\varepsilon_\infty} (1 + \varepsilon_\infty)^2}. \quad (35)$$

Висновки. В результаті проведених досліджень спектрів діелектричної проникності біооб'єктів, методів імпульсної рефлектометрії, розроблена методика, заснована на калібруванні рефлектометра в режимі холостого ходу, короткого замикання і хвильового опору за допомогою якої можна обчислити комплексну діелектричну проникність досліджуваної речовини в широкому діапазоні частот. Цей діапазон визначається апаратною функцією рефлектометра.

Отримані співвідношення зручно застосовувати в випадках, коли тривалість фронту зонduючого перепаду ($t_\phi \ll \tau$, $t_\phi \ll \sqrt{\omega_0 t_0}$) і коли заважаючі відображення від роз'ємів, навантажень і інших неоднорідностей не накладаються на відображений сигнал, то площа під ним може вважатися підрахованою достатньо точно.

Список літератури

1. Gabor G. Connections of determining the dielectric properties of agriculture products/ Gecri Gabor// Hung. Agr. Res/. – 2002. – P.17-20.
2. Абубакиров Б. А. Измерение параметров радиотехнических цепей. –М.: Сов.радио, 1984. -245 с.
3. Oliver B. M/ Time-domain reflectometry // Hewlett - Packard. -1964.-146 p.
4. Бедроян, Райс. Свойства выходного сигнала систем, описываемых рядами Вольтера// ТИИЭР. - Т.59, №12., 1971.– с. 58-81.
5. Харвей А.Ф. Техника сверхвысоких частот. – М.: Сов. Радио, 1965. – 212 с.
6. Фрелих Г. Теория диэлектриков. –М.: Ил., 1960. -251с.

Ю. Федюшко, Ю. Куценко

Измерение диэлектрической проницаемости биологических объектов в широких частотных диапазонах

Обоснованно определение диэлектрической проницаемости биологических объектов за результатами импульсного измерения параметров четырехполюсника с исследуемым объектом. Разработана методика калибрования рефлектора в режиме холостого хода, короткого замыкания и

волнового сопротивления, что позволяет вычислить комплексную диэлектрическую проницаемость объекта.

Yu. Fedyushko, Yu. Kucenko

Measuring of inductivity of biological objects is in wide frequency ranges

Determination of inductivity of biological objects is grounded on results the impulsive measuring of parameters of quadripole with the probed object. The method of calibration of reflector is developed in the mode of idling, short circuit and impendance, that allows to calculate the complex inductivity of object.

Одержано 10.09.09

УДК 631.53.03

Ю.В.Мельник, доц., канд. техн. наук

Государственный Аграрный Университет Молдовы

Повышение рабочей скорости движения рассадопосадочного агрегата

В данной работе выявлены основные недостатки рассадопосадочной машины МПР-6: низкое качество посадки рассады и низкие рабочие скорости движения посадочного агрегата. Увеличение рабочих скоростей ограничено тем, что при их повышении рассада падает из рассадодержателя в сошник с некоторым опозданием, в результате которого растение полностью заделывается в почву вместе с листьями или рассада повреждается. В результате исследований была разработана рассадопосадочная машина посадочный аппарат которой снабжен механизмом автоматического изменения момента открытия рассадодержателя, который позволяет повысить рабочую скорость движения агрегата при сохранении качества посадки рассады.

рассадопосадочная машина, рабочая скорость, рассадодержатель, посадочный аппарат, карусель, механизм автоматического изменения момента открытия рассадодержателя, подающее устройство, контрольный ролик, угол опережения

Введение

Производство овощей является важной экономической деятельностью в сельском хозяйстве для обеспечения населения продуктами, как в свежем, так и переработанном виде. Необходимо отметить что переработка овощей приносит больший экономический эффект чем само производство. Поэтому уменьшение затрат на производство единицы продукции овощеводства является актуальной и требует особого внимания ученых.

Одной из наиболее трудоемкой операцией в технологии выращивания овощей является посадка рассады в открытый грунт. Она сопровождается большими затратами труда, привлечением большого количества сельскохозяйственных машин и транспортных средств для вывоза рассады в поле, постоянного обеспечения посадочного агрегата водой и т.д. Причем важна при этом также высокая организация труда, во избегании простоев и увеличения коэффициента полезного времени смены. В связи с этим необходимо выбрать оптимальный состав с/х машин, автотранспорта и другой техники, а также рабочих для обеспечения бесперебойной работы посадочных агрегатов. Важным фактором в увеличении производительности труда при посадке рассады является рабочая скорость движения посадочного агрегата, которая зависит от максимальной скорости движения используемой рассадопосадочной машины. Учитывая, что скорость движения большинства рассадопосадочных машин достаточно низкая в пределах 0,5...0,8 км/ч, увеличение скорости движения на 0,5 км/ч и более позволяет повысить производительность посадочного агрегата в 2 и более раз.

Увеличению скорости движения рассадопосадочных машин с обеспечением качества посадки рассады посвящена эта работа, в которой предлагается усовершенствованная конструкция посадочного аппарата рассадопосадочной машины карусельного типа [1].

Материал и методика

Известная рассадопосадочная машина МПР-6 осуществляет посадку горшковой рассады на скоростях 0,8...2,0 км/ч, в зависимости от интервала посадки [1]. Недостатком этой машины является низкое качество посадки рассады при работе на скоростях выше 2,0 км/ч, что в значительной мере сдерживает рост производительности. Увеличение рабочих скоростей ограничено тем, что при их повышении рассада падает из рассадодержателя в сошник с некоторым опозданием, в результате которого растение полностью заделывается в почву вместе с листьями или рассада повреждается [2].

Целью наших исследований была разработка посадочного аппарата такой конструкции, который позволил бы повысить рабочую скорость движения агрегата при сохранении высокого качества посадки рассады. Теоретические и экспериментальные исследования, а также полевые испытания данной машины позволили совершенствовать конструкцию посадочного аппарата, который обеспечивает работу рассадопосадочного агрегата на скоростях 1,5...2,7 км/ч в зависимости от шага посадки с сохранением качества посадки рассады отвечающих агротехническим требованиям.

Результаты исследований

Разработанная рассадопосадочная машина (рис. 1) состоит из основной рамы 1, к которой крепится опорно-приводное колесо 2, коробки передач 3 и рабочей секции, связанной с основной рамой при помощи пальца 4. Рабочая секция состоит из дополнительной рамы 5, приводного механизма 6, механизма порционной подачи воды 7, подающего устройства 8, сошника 9, прикатывающих колес 10, стабилизатора положения рассады, кассетницы 12 с посадочным материалом и рабочего места оператора 13. Приводной механизм 6 снабжен кулисой и системой шарнирно связанных тяг, образующих многосвязный механизм. Нижняя продольная тяга 14 этого механизма одним концом связана с кулисой приводного механизма 6, а другим жестко соединена с клиновидным толкателем 15, размещенным в сошнике 9. В средней части тяга 14 соединена пружиной 16 через палец 17 с тягой 18 механизма порционной подачи воды 7 и вертикальной тягой 19 механизма прерывистого вращения подающего устройства 8.

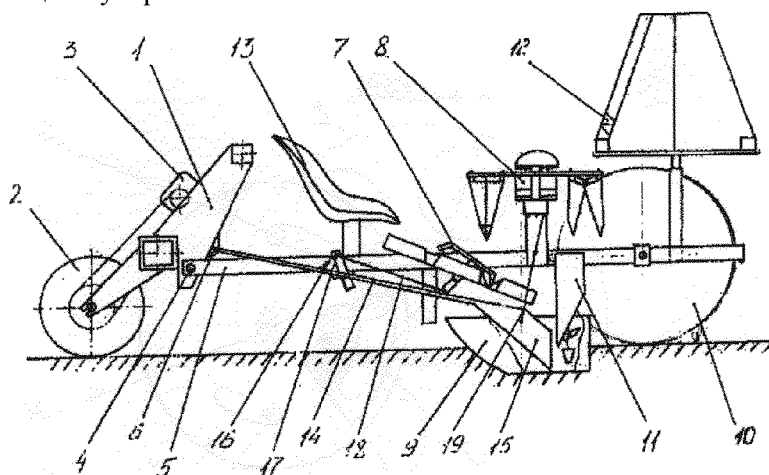


Рисунок 1 - Принципиальная схема рассадопосадочной машины в момент подачи рассады из рассадодержателя в сошник

Подающее устройство 8 (рис. 2) содержит механизм прерывистого вращения с фиксаторами 20, вертикальной осью 21, ступицей 22, на которой установлена шайба 23 и каруселью, состоящей из диска 24 с отверстиями и рассадодержателей 25,

выполненных в виде полуконусов. С внутренней стороны рассадодержатели 25 связаны между собой эластичным элементом 26. Подающее устройство дополнительно содержит механизм, состоящий из дополнительного диска 27 привода карусели, жестко установленного на верхнем конце вертикальной оси 21, толкателя 28 с жестко закрепленными ведущим зубчатым сектором 29, размещенным между диском 24 карусели и дополнительным диском 27 в углублении диска 27. Это углубление выполнено в нижней части дополнительного диска 27, таким образом, чтобы радиальная ось отверстия выполненного в диске была осью симметрии этого углубления (рис. 3), форма которого аналогична ведущему зубчатому сектору 29. Толкатель 28 подпружинен посредством пружины 30, размещенной внутри направляющей крышки 31 толкателя. В нижней части толкателя 28 снабжен планкой 32. Диск 24 карусели имеет дополнительно ведомый зубчатый сектор 33, выполненный на его поверхности с формой и шагом зубьев идентичной ведущему зубчатому сектору 29.

На диске 24 выполнено продолговатое отверстие по форме и размерам, аналогичным тем, что на промежуточном диске 27. Он установлен свободно на той же вертикальной оси 21 на подшипнике качения 34. К ступице 22, перпендикулярно вертикальной оси, жестко закреплена горизонтальная ось 35, установленная в точке максимальной скорости поворота карусели, на которую посажен ролик 36.

Над дополнительным диском 27 горизонтально размещены две пружины растяжения 37 (рис. 4), один конец которых соединен с самим диском 27, а другой посредством двух пальцев 38 - с диском 27 карусели. Механизм снабжен защитной крышкой 39.

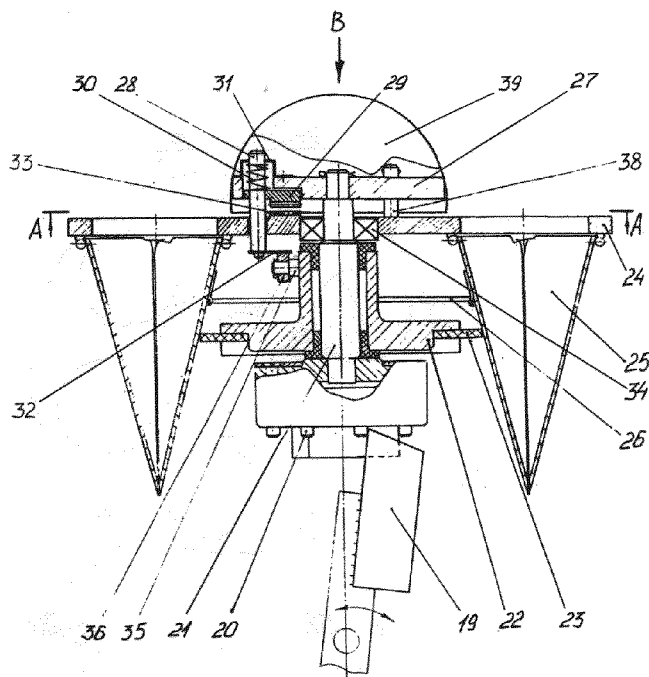


Рисунок 2 - Подающее устройство

Разработанная рассадопосадочная машина работает следующим образом. Вращательное движение от опорно-приводного колеса 2, через коробку передачи 3 передается приводному механизму 6 (рис. 1). Когда выходная точка механизма 6 и нижняя продольная тяга 14 занимают крайнее левое положение, клиновидный толкатель 15 максимально утопляется в сошник 9, освобождая место для падающей

рассады. Пружина 16 поворачивает тягу 18 таким образом, чтобы гибкий водопровод механизма порционной подачи воды 7 собирал необходимый объем воды предназначенный одному растению. В то же время клиновидный конец вертикальной тяги 19 (рис. 2) толкает фиксатор 20 и поворачивает механизм прерывистого вращения карусели. Далее движение передается через вертикальную ось 21 дополнительному диску 27 механизма автоматического изменения момента открытия рассадодержателя 25. Диск 27 посредством зубчатых секторов 29 и 33, что находится в зацеплении, приводит в движение карусель, которая посажена свободно на ту же ось 21. Таким образом, приводимый в движении диском 27, при прерывистом вращении карусели, рассадодержатель занимает положение в зоне полости окна стабилизатора положения рассады 11 (рис. 1). Так как в этом положении шайба 23 имеет вырез, то под воздействием собственного веса, веса рассады и эластичного элемента 26 рассадодержатель мгновенно открывается. После этого рассада падает из открывшегося рассадодержателя в полость стабилизатора 11 рассады и дальше фиксируется в клиновидном сошнике 9.

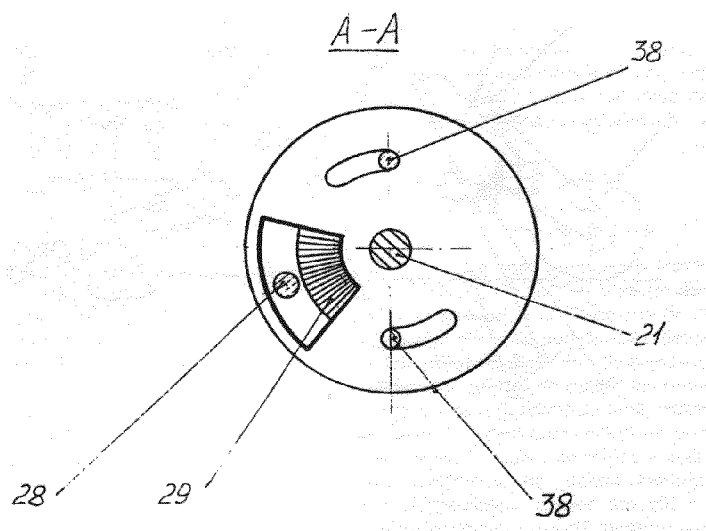


Рисунок 3 - Разрез А - А

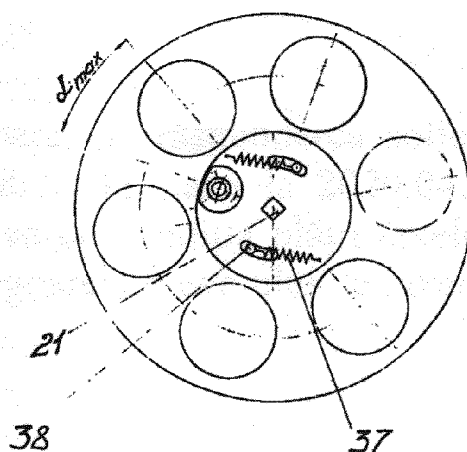


Рисунок 4 - Момент начала движения машины

При движении нижней продольной тяги 14 слева направо, клиновидный толкатель 15 совершает плоскопараллельное движение и выставляет рассаду между прикатывающими колесами 10, где в последствии фиксируется в почве. В это же время пружина 16 перебрасывает тягу 18 в другое положение, и гибкий водопровод механизма порционного полива заземляется в верхнем положении, освобождая накопленный объем воды, который стекает к корневой системе рассады находящейся в бороздке до ее фиксации прикатывающими колесами 10. В момент фиксации рассады нижний конец стабилизатора рассады 11 придерживает стебель в вертикальном положении, таким образом, предотвращая во время полива попадание воды на листья рассады. В это же время клиновидный конец вертикальной тяги 19 захватывает и толкает следующий фиксатор 20 и цикл повторяется.

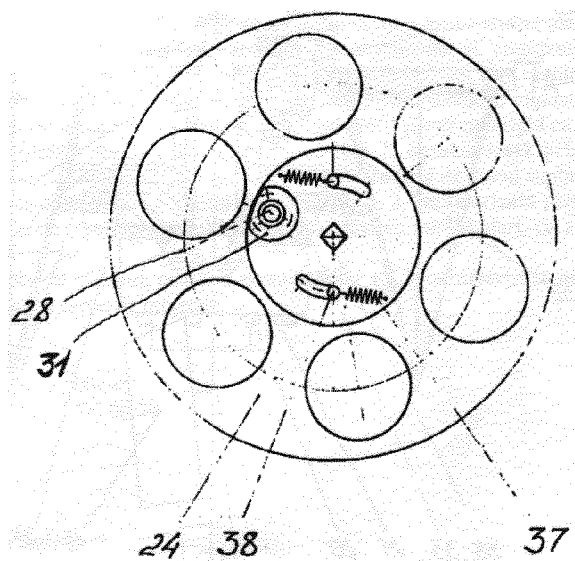


Рисунок 5 - Момент максимальной скорости движения машины

С увеличением рабочей скорости машины, так как время падения рассады из рассадодержателя 25 в сошник 9 остается неизменной, рассада падает с опозданием, попадая на клиновидный толкатель 15, который опрокидывает рассаду, и заделывает ее полностью в почву. В данном случае включается в работу механизм автоматического изменения момента открытия рассадодержателя, который и синхронизирует автоматически зависимость между рабочей скоростью и временем необходимом на падение рассады из рассадодержателя и фиксацию ее в сошник.

Это осуществляется следующим образом. При каждом полном обороте вращающейся карусели контрольный ролик 36 воздействуя на планку толкателя 28, выводит из зацепления на мгновение ведущий зубчатый сектор 29 от ведомого 33 и оставляет карусель только под воздействием пружин растяжения 37. Так как в этот момент окружная скорость карусели максимальна, а окружная скорость дополнительного диска 27 стремится к нулю, диск 24 с ведомым зубчатым сектором 33 благодаря инерции преодолевает сопротивление пружин 37 и проворачивается относительно диска 27 на угол α , который зависит от первоначального натяжения пружин 37.

В следующий момент толкатель 28 выходит из под влияния ролика 36, а пружина сжатия 30 заставляет ведущий зубчатый сектор 29 зафиксировать этот угол вхождением в зацеплении с сектором 33. При достижении максимальной рабочей скорости угол α опережения карусели относительно дополнительного диска 27 тоже будет максимальным (рис. 5).

С установлением равномерного поступательного движения посадочного агрегата в момент воздействия ролика 36 на толкатель 28 усилие пружин 37 равна результирующей силе действия инерции карусели. В таком случае ролик 36 предназначен для осуществления контроля угла опережения α .

В случае, когда посадочный агрегат снижает рабочую скорость движения с целью остановки или другой необходимости, при выходе из зацепления зубчатых секторов усилие со стороны пружин 37 будет больше, чем результирующая сила действия инерции и угол α будет уменьшаться до момента выравнивания этих сил.

Выводы:

1. Разработанная рассадопосадочная машина обеспечивает синхронное открытие рассадодержателя и толкателя заделывающего рассаду в почву в зависимости от скорости движения агрегата, что способствует качественной посадке рассады.

2. На основании теоретических и экспериментальных исследований установлено, что использование разработанного нового механизма автоматического изменения момента открытия рассадодержателя обеспечивает увеличение рабочих скоростей рассадопосадочного агрегата в 1,2...1,5 раз, сохраняя при этом качественные показатели посадки горшковой рассады отвечающих агротехническим требованиям.

Список литературы

1. Мельник Ю.В., Бумаков В. М. Синтез заделывающего устройства рассадопосадочной машины карусельного типа. Перша Міжнародна науково-практична конференція./ Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки. Збірник наукових праць, Кіровоград, 1997. -С.78 - 80.
2. Мельник Ю.В. Фазный анализ рабочего процесса рассадопосадочной машины карусельного типа./ Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково – технічний збірник. Випуск 28 - Кіровоград, 1999. - С. 103-107.
3. Мельник Ю.В., Бумаков В. М. Рассадопосадочная машина. Авторское свидетельство № 2371 от 29.02.2004. Кишинев: BOPI № 2/2004.

Ю. Мельник

Підвищення робочої швидкості руху розсадосадильного агрегату

У даній роботі виявлені основні недоліки розсадосадильної машини МПР-6: низька якість посадки розсади і низькі робочі швидкості руху посадочного агрегату. Збільшення робочих швидкостей обмежене тим, що при їх підвищенні розсада падає з розсадотримача в сошник з деяким запізненням, в результаті якого рослина повністю закладається в ґрунт разом з листям або розсада пошкоджується. В результаті досліджень була розроблена розсадосадильна машина, садильний апарат якої забезпечений механізмом автоматичної зміни моменту відкриття розсадотримача, який дозволяє підвищити робочу швидкість руху агрегату при збереженні якості посадки розсади.

Yu. Mel'nik

Increase of working rate of movement of transplanting aggregate

The main disadvantages of transplanting machine MPR-6 are presented: low quality of seedling transplanting and low running speed of planting aggregate. The increase of running speed of the transplanting machine is limited by the fact, that in case of high running speed of the machine, the seedlings fall down in the furrow with a delay and they are buried in soil or are damaged. As a result of research a transplanting seedling machine was improved by equipping of planting apparatus with a mechanism of automatical changing of the opening moment of the glasses, which allows to increase the running speed of transplanting machine.

Одержано 23.09.09

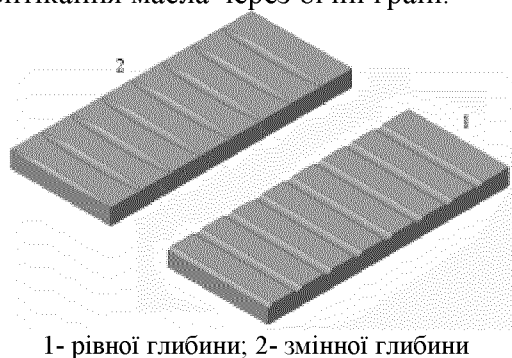
Геометричні параметри і режим тертя в напрямних елементах з маслоутримувальними канавками змінної глибини

В статті розглянуто змінний профіль мастильних канавок на плоских поверхнях з оптимальною маслomisткістю, визначені аналітично і чисельно його геометричні параметри, проведений розрахунок режиму тертя в напрямних ковзання.

мастильні канавки, змінна глибина, оптимальна маслomisткість, геометричні параметри, режим тертя

Відомо, що система канавок, утворених на робочих поверхнях тертя деталей машин поверхнево пластичною обробкою або різанням, виконує функцію змащувальних резервуарів, які підживлюють маслом контактні зони сполучення при експлуатації [1]. Форма і розміри маслоутримувальних канавок мають визначальне значення для умов змащування.

Крім забезпечення маслomisткості внутрішніх циліндричних поверхонь підшипникових втулок, не менш актуальною є задача утримання мастила на плоских поверхнях, наприклад, на напрямних ковзання [2]. В практиці широко використовують масляні канавки різної форми і напрямку на поверхнях напрямних верстатів. Поздовжні або поперечні канавки мають, як правило, однаковий перетин по глибині канавки 1 на всій довжині (рис. 1). Особливістю таких канавок є незмінність несучої здатності по всій довжині і можливість витікання масла через бічні грані.

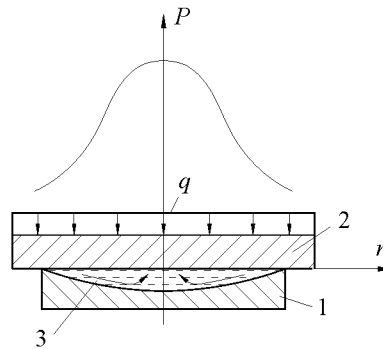


1- рівної глибини; 2- змінної глибини

Рисунок 1 – Мастильні канавки на плоских поверхнях

В роботі [3] запропонована форма мастильних канавок змінної глибини 2 (рис. 1), максимальної в центрі і нульовою по краях напрямної.

Несуча здатність шару мастила залежить від товщини шару. Для нормальної роботи напрямних (відсутність перекосів, мінімальні бічні витікання масла, утворення гідродинамічного клину) максимальна несуча здатність P (рис. 2) повинна бути в центрі напрямної планки.



1 – напрямна; 2 – повзун; 3 – мастильна канавка

Рисунок 2 – Схема контакту в напрямних з канавками змінної глибини

Профіль канавки змінної глибини забезпечує виконання цієї умови. Замкнутість профілю на краях напрямної мінімізує бічні витікання масла. Під дією прикладеного навантаження відбувається стиснення замкнутого об'єму масла, що викликає перетікання масла в клиновому зазорі до центру канавки (на рис. 2 показано стрілками), що додатково створює підйомну силу.

Канавки змінної глибини можна отримати шляхом пластичної деформації за допомогою пружного або жорсткого кулькового або конічного інденторів при переміщенні по коловій траєкторії заданого радіусу (рис. 3).

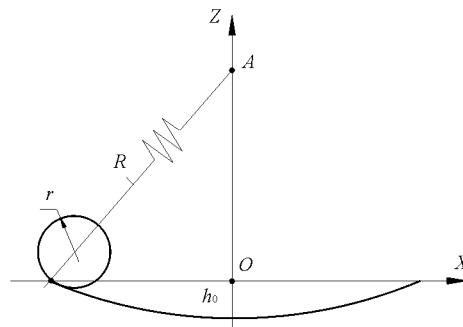


Рисунок 3 – Схема утворення канавок змінної глибини

Отримані аналітичні залежності для розрахунку площі поверхні і об'єму маслоутримуючого профілю змінної глибини для жорстких сферичного і конічного інденторів і пружного сферичного індентора (таблиця 1).

Таблиця 1– Геометричні параметри мастильних канавок

Тип індентора	Жорсткий кульковий	Жорсткий конічний	Пружний кульковий
Площа мастильної поверхні, S	$2\pi h_0 \sqrt{Rr}$	$\frac{8\sqrt{2}}{3} \operatorname{tg} \alpha h_0 \sqrt{Rh_0}$	$2\pi h_0 \sqrt{mRr}$
Об'єм масляної канавки, V	$\pi h_0^2 \sqrt{Rr}$	$\frac{32\sqrt{2}}{15} \operatorname{tg} \alpha h_0^2 \sqrt{Rh_0}$	$\pi h_0^2 \sqrt{mRr}$

В формулах таблиці 1:

h_0 – максимальна глибина мастильної канавки;

R – радіус траєкторії руху інструменту;

r – радіус інструменту;

$$m = \frac{k}{\pi \sigma_m r} \text{ – деформаційний коефіцієнт (} k \text{ – жорсткість пружного елемента; } \sigma_m$$

– границя текучості оброблюваного матеріалу);

α – кут конуса конічного індетора.

Для напрямних металорізального верстату з маслоутримувальними канавками змінної глибини (рис. 4) проведений розрахунок режиму тертя.

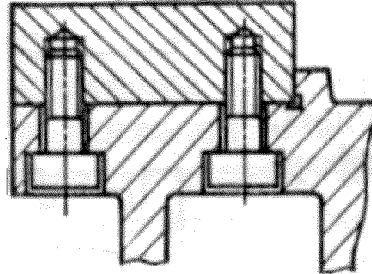


Рисунок 4 – Накладна напрямна металорізального верстату

Для визначення коефіцієнта тертя в напрямних відповідно до характеристики режиму роботи приймалася залежність [4]:

$$f = (1 - \frac{S_{\kappa}}{S}) \frac{\eta V}{\sigma h_{\min}}, \quad (1)$$

де S_{κ} – сумарна площа мастильних канавок на поверхні напрямної;

S – загальна площа поверхні напрямної;

η – динамічна в'язкість масла, Па·с;

V – швидкість ковзання, м/с;

σ – тиск в напрямних, МПа;

h_{\min} – розрахункова мінімальна товщина мастильного шару.

В розрахунку приймали наступні вихідні дані:

– ширина напрямної планки – $2l = 50$ мм;

– число мастильних канавок на одиницю довжини (крок) – 1 канавка на 10 мм.;

– швидкість ковзання – $V = 0,2$ м/с;

– тиск на напрямній – $\sigma = 5$ МПа;

– тип масла – Індустріальне І-40А, $\eta = 4$ Па·с;

– розрахункова товщина мастильного шару $h_{\min} = 10$ мкм.

Таким чином, задача полягала у визначенні площі поверхні мастильної канавки.

Для визначення площі поверхні канавки використовували формулу з таблиці 1 для випадку обробки канавки кульковим пружним індетором. При цьому приймали наступні параметри процесу накатування канавок:

– радіус обертання накатної головки $R = 100$ мм;

– радіус індетора $r = 1,5$ мм;

– матеріал напрямної планки - сталь 40Х з границею текучості $\sigma_m = 650$ МПа;

– коефіцієнт жорсткості пружини накатника $k = 50$ Н/мм.

В розрахунковій формулі (табл. 1) деформаційний коефіцієнт дорівнює:

$$m = \frac{k}{\pi \sigma_m r} = \frac{50}{\pi \cdot 650 \cdot 1,5} = 0,016.$$

Максимальна глибина вдавлювання за теоретичною траєкторією інструменту визначалася:

$$h_0 = l^2 / 2R = 25^2 / 2 \cdot 100 = 3,125 \text{ мм.}$$

Графік зміни глибини профілю канавки по радіальній координаті для розглянутого випадку, побудований за допомогою програми MathCad, показаний на рис. 5.

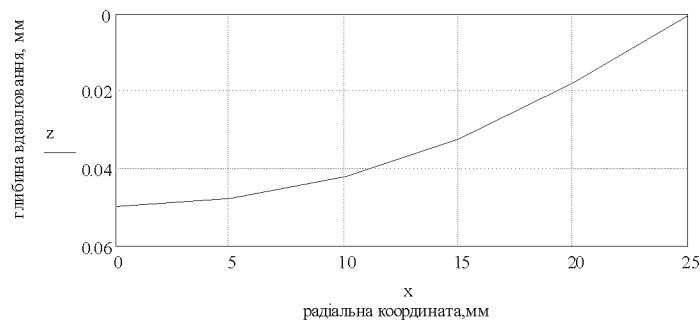


Рисунок 5 – Глибина профілю мастильної канавки

Площа поверхні канавки за формулою таблиці 1.

$$S_{\kappa} = 2\pi h_0 \sqrt{mRr} = 2\pi \cdot 3,125 \sqrt{0,016 \cdot 100 \cdot 1,5} = 30,4 \text{ мм}^2.$$

Результати розрахунку параметрів профільних канавок змінної глибини за отриманою аналітичною залежністю співпадають з результатами чисельного розрахунку, проведеного за допомогою програми Solid Works.

Підставивши початкові дані у формулу (1), отримаємо:

$$f = \left(1 - \frac{S_{\kappa}}{S}\right) \frac{\eta V}{\sigma h_{\min}} = \left(1 - \frac{30,4}{50 \cdot 10}\right) \frac{4 \cdot 0,2}{5 \cdot 10} = 0,015.$$

Тобто в даному випадку на напрямній верстату з маслоутримувальними канавками змінної глибини забезпечується рідинний режим тертя.

Список літератури

1. Шнейдер Ю. Г. Эксплуатационные свойства деталей с регулярным микрорельефом / Ю. Г. Шнейдер. – М.: Машиностроение, 1982. – 248 с.
2. Дыха А. В. Учет геометрии маслоудерживающих канавок в износоконтактном взаимодействии плоских стыков / А. В. Дыха // Проблемы трибологии. – 1998. – № 1. – С. 111–115.
3. Дыха А. В. Создание и экспериментальное исследование смазочной способности маслоудерживающих канавок переменной глубины / А. В. Дыха, О. П. Бабак, А. В. Ильчишина // Проблемы трибологии. – 1999. – № 2. – С. 26–29.
4. Трение, изнашивание и смазка: Справочник: В 2-х кн. Кн 2 / Под ред. И. В. Крагельского. – М.: Машиностроение, 1979. – 358 с.: ил.

О.В. Духа

Геометрические параметры и режим трения в направляющих элементах с маслоудерживающими канавками сменной глубины

В статье рассмотрен переменный профиль смазочных канавок на плоских поверхностях с оптимальной маслоспособностью, определены аналитически и численно его геометрические параметры, проведен расчет режима трения в направляющих скольжения.

O. Dykha

Geometrical parameters and a mode of friction in leading elements with oilkeeping guttering of changing depth

The changing profile of lubricant guttering on the flat surfaces with optimal oilkeeping , its geometrical parameters are determined analytically and in figures, the calculation of a mode of friction in directed slippage are considered in the article.

Одержано 15.09.09

Н.Н Мороз, доц., канд. техн. наук, В.В. Драгобецкий, проф., д-р техн. наук,
Ю.А. Бойко ас.

Кременчугский государственный университет имени Михаила Остроградського

Влияние схемы напряженно - деформировочного состояния на локализацию деформаций, предшествующую разрушению

Установлена зависимость между параметрами, характеризующими схему напряженно-деформировочного состояния с предельной деформацией материала заготовки. На основании проведенных теоретических исследований авторами получено замкнутое экспериментально-аналитическое решение уравнения связи интенсивности деформаций с отношением главных напряжений, позволяющее выявить предельно-допустимые степени формоизменения без локализации деформаций. **заготовка, локализация деформаций, деформационные параметры, формоизменения листовых деталей, интенсивность деформации**

Предотвращение предшествующей разрушению локализации деформаций чрезмерно важно при проектировании и разработке технологий листовой штамповки. На напряженно-деформированное состояния, предшествующее разрушению, существенное влияние оказывает технологические факторы, характеристика материала заготовки, вид исходного полуфабриката, технологическая наследственность.

В работе [1] установлено, что способность тонкостенных трубчатых заготовок сопротивляться нарастающим нагрузкам может исчерпываться не только вследствие разрушений в обычном смысле этого слова (трещина или полный разрыв образца), но и в связи с явлениями, приводящими к локализациями пластических деформаций. В зависимости от соотношения между растягивающими напряжениями в одном случае образовалась шейка, в другом случае разрушения произошло без видимых признаков локализации, в третьем случае появилось местное вздутие. Разрушения без локализации пластических деформаций происходит, когда ни один из силовых факторов не достигнет экстремума, либо появления этого экстремума, что еще не связано непосредственно с разрушениями, но влечет за собой локализацию деформаций предшествующую разрушению. Кривая предельного сопротивления материала состоит в общем случае из разных участков, соответствующим этим явлениям. По мнению прочнистов [1] – это явление впервые отмечено И.Н. Изотовым и А.Г. Митюковым [2] в 1973 г. Обработки давлением – это явление описали ранее Е.А. Попов 1970 г. [3] и А.Д. Томленов [4].

Описания процесса локализации деформаций при изменении схемы напряженного состояния и степени воздействия технологических факторов на этот процесс представлено В.И. Ершовым и др. [4]. Там же экспериментально, для алюминиевых сплавов установлены основные факторы, ограничивающие возможность формоизменения сварных алюминиевых заготовок. Однако авторы ограничились экспериментальными исследованиями и заключением о крайней сложности формоизменения или теоретического описания процесса формоизменения в условиях локализации деформаций.

В процессах формоизменения листовых деталей могут возникать неустойчивые состояния, которые приводят к появлению областей локализаций и сосредоточенных деформаций, предшествующих разрушению и не допустимых в готовых изделиях. Кроме того организация процесса формоизменения, протекающего без локализации деформаций предшествующих разрушению позволяет получать детали минимальной разнотолщинностью.

Установлено, что склонность материалов заготовки к локализации деформаций зависит от схемы напряженного состояния. Влияние схемы напряженного состояния на предельно допустимые деформации позволяет оценить многочисленные экспериментальные исследования, выполненные при различных схемах нагружения формоизменяемых заготовок в очаге деформаций [5-7]. Схема напряженного состояния, как правило, характеризуется коэффициентом жесткости схемы Г. А. Смирнова–Аляева [8].

В работах [4] проведена обработка экспериментальных данных, полученных при выполнении различных операций формоизменения и установлена – квадратическая зависимость между интенсивностью деформаций и коэффициентом жесткости схемы напряженного состояния. Поэтому повторная обработка этих экспериментальных данных позволила уточнить эти зависимости. Предложено в интервале значений коэффициента жесткости схемы напряженного состояния $-1 \leq D < 0$ использовать зависимость:

$$\varepsilon_{ик} = \varepsilon_{инп}(-5D + 1), \quad (1)$$

а при $0 < D \leq 1,5$ –

$$\varepsilon_{ик} = \varepsilon_{инп}(-1,5D + 2,5), \quad (2)$$

где $\varepsilon_{ик}$ – интенсивность деформаций в момент разрушения при линейном растяжении;

$D = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{\sigma_i}$ – коэффициент жесткости схемы напряженного состояния;

$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ – главные напряжения;

Зависимость (1) практически совпадает с экспериментальными данными [4]. Данные по зависимости (2) приводят к изменению $\varepsilon_{ик}$ не более чем на 5–8 %.

Величина критических деформаций, при которых начинается локализация и при схемах напряженного состояния отличающегося по величине от деформаций при линейном растяжении, можно рассчитать с помощью уравнения [4]:

$$\varepsilon_{кр} = \frac{2\sqrt{1-m+m^2}}{2-m}n, \quad (3)$$

где $m = \frac{\sigma_2}{\sigma_1}$ – отношение главных растягивающих напряжений;

n – показатель упрочнения материала.

При разноименных схемах напряженного состояния знаменатель последнего уравнения изменяется на $(1+m)$ [4]. Если местное относительное удлинения на границе шейки (равномерное удлинение) δ_e будет больше или равно относительному удлинению в середине шейки δ_k , то разрушения заготовки, производится без предшествующей локализации деформаций.

Граничное соотношения напряжений $m = \frac{\sigma_2}{\sigma_1}$, при котором $\delta_e = \delta_\kappa$ можно определить из формул (1) и (2). Преобразовав выражение для D к виду:

$$D = (1+m)(1-m+m^2)^{-0,5} \quad (4)$$

и, приняв $\varepsilon_{inp} = \varepsilon_{kp}$ [4], получим

$$\frac{2\delta_e(1-m+m^2)^{0,5}}{2-m} = \delta_\kappa \left[\kappa(1+m)(1-m+m^2)^{-0,5} + e \right], \quad (5)$$

где κ – принимают значения 1,5 и 5;

e – принимают значения 1 и 1,25.

Уравнение (5) после преобразований приводится к уравнению четвертой степени и решается методом Дирака–Эйлера.

При разноименных схемах напряженного состояния уравнения (5) примет вид:

$$\frac{2\delta_e}{\delta_\kappa} \times \frac{(1-m+m^2)^{0,5}}{1+m} = \left[\frac{\kappa(1+m)}{(1-m+m^2)^{0,5}} + e \right], \quad (6)$$

обозначив $\frac{(1-m+m^2)^{0,5}}{1+m} = t$, получим

$$\frac{2\delta_e}{\delta_\kappa} t = \frac{\kappa}{t} + e, \quad (7)$$

которое приводится к квадратному уравнению:

$$t^2 - \frac{e}{2} \frac{\delta_\kappa}{\delta_e} t - \frac{\kappa}{2} \frac{\delta_\kappa}{\delta_e} = 0. \quad (8)$$

Решение этого уравнения имеет вид:

$$t_{1,2} = -\frac{e}{4} \frac{\delta_\kappa}{\delta_e} \pm \sqrt{\frac{e^2}{16} \frac{\delta_\kappa^2}{\delta_e^2} - \frac{\kappa}{2} \frac{\delta_\kappa}{\delta_e}}.$$

Возводя обе части решения в квадрат и после преобразований, получим

$$m_{1...4} = \frac{1 \pm 2t_{1,2} \pm \sqrt{3(4t_{1,2} - 1)}}{2(1 - t_{1,2})}. \quad (9)$$

Если напряженное состояния заготовки в очаге деформаций характеризуется значениям $m \leq m_{ep}$, определяемое из уравнения (5) и (9), то разрушение будет происходить, без предшествующей локализации деформаций и при определении

предельно допустимых степеней формоизменения нет необходимости в учете факторов, связанных с локализацией.

Таким образом получено замкнутое экспериментально-аналитическое решение уравнения связи интенсивности деформаций с отношением главных напряжений, позволяющее выявить предельно допустимые степени формоизменения без локализации деформаций.

Список литературы

1. Павлов П.А. Механические состояния и прочность материалов. Учеб. пособие. – Л.: 1979. – 176 с.
2. Изотов. Н.И., Митюков А.Г., Экспериментальное изучение условий локализации пластических деформаций при плоском и объемном напряженном состояниях. – Проблемы прочности, 1973, № 10.-С. 37-42.
3. Попов Е.А., Шевченко А.А. Предельная степень деформации при раздате труб. – Кузнечно-штамповочное производство, 1970, № 3. – С. 9-12.
4. Ершов В.И., Глазков В.И., Каширин М.Ф. – М.: Машиностроение, 1990. – 312 с.
5. Колмогоров В.Л. Механика обработки металлов давлением. – М.: Металлургия, 1986. – 688 с.
6. Колмогоров В.Л., Багатов А.А., Мыгачев Б.А. Пластичность и разрушение. – М.: Металлургия, 1977. – 336 с.
7. Петерсон Р. Коэффициенты конструкции напряжений. – М.: Мир, 1977. – 235 с.

Н. Мороз, В. Драгобецкий, Ю. Бойко

Вплив схеми напружено-деформаційного стану на локалізацію деформацій, що передують руйнуванню

Встановлена залежність між параметрами, що характеризують схему напружено-деформаційного стану з граничною деформацією матеріала заготовки. На основі проведених теоретичних досліджень авторами одержано замкнуте експериментально-аналітичне рішення рівняння зв'язку інтенсивності деформацій з відношенням головних напруг, що дозволяють виявити гранично-допустимі ступені формозміни без локалізації деформації.

N. Moroz, V. Dragobetskiy, U. Boiko

The influence of scheme intently-strained condition for the localization of deformation which are proceeded to the destruction

Determined the dependence between parameters that are characterizing the scheme of strained-deformation mill with limiting deformation of material procurement. On the base of conducted theoretical

researches by the authors were received closed experimentally-analytical resolution leveling of connection link power of deformation concerning the main strain that allowing to show limiting permissible degrees of hanging forms without localization of deformation.

Одержано 10.09.09

УДК 621.825.8

А.С. Гринченко, доц., канд. техн. наук

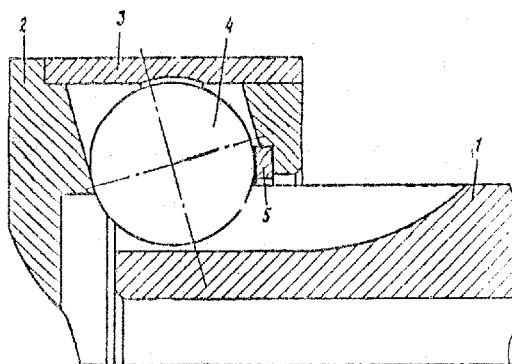
Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства им. Петра Василенко

Обеспечение долговечности шлицевых валов конструкторскими и технологическими методами

В статье изложена методика выбора конструктивных параметров шариковых шлицевых соединений с учетом технологических факторов.

шлицевые соединения, радиальные пазы, контактные напряжения, погрешность шага, твердость поверхности

В конструкциях машин сельскохозяйственного назначения находят широкое применение шлицевые валы. Долговечность таких валов в основном определяется износостойкостью шлицев и усталостной прочностью, которые должны обеспечиваться рациональными конструкторскими решениями и соблюдением заданных технологических требований. Наличие обусловленных деформациями рамы или монтажных перекосов валов при их использовании в соединениях агрегатов резко увеличивает износ шлицев, что приводит к снижению долговечности валов [1]. Одним из эффективных конструкторских способов уменьшения влияния перекосов в шлицевых соединениях на их надежность является применение шариковых шлицевых соединений [2] специального вида (рис. 1). Однако их широкое распространение сдерживается отсутствием обоснованной методики выбора конструктивных параметров, обеспечивающих эксплуатационную работоспособность таких соединений.



1 – вал с продольными пазами; 2 – втулка; 3 – кольцо; 4 – шарик; 5 – пружинное кольцо

Рисунок 1 – Шариковое шлицевое соединение

Ввиду того, что передача крутящего момента в рассматриваемом соединении осуществляется посредством шариков, контактирующих с поверхностями радиальных пазов охватывающей детали (втулки) и продольных пазов вала, важным критерием,

определяющим работоспособность соединения, является величина контактных напряжений. Каждый из шариков контактирует с соединяемыми элементами в трех точках K_1, K_2 и K_3 (см. рис. 2). Рассмотрим определение нормальных к поверхности шарика сил N_1, N_2, N_3 и положения точки контакта K_1 шарика с поверхностью продольного паза вала. На этом этапе будем считать контактирующие тела жесткими и пренебрегать погрешностями их изготовления. В этом случае контакт шарика с элементами соединения можно считать точечным.

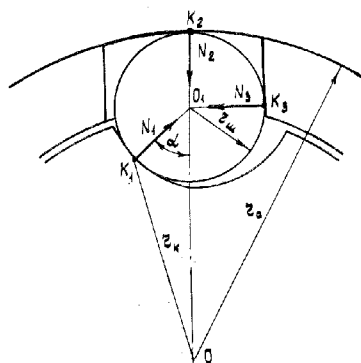


Рисунок 2 – Схема сил, действующих на шарик

На рис. 3 показаны элементы соединения и их геометрические параметры. После нагружения соединения крутящим моментом, достаточным для преодоления сил трения, происходит самоустановка охватывающей втулки относительно оси вала. Таким образом, при нагружении соединения только крутящим моментом втулка и вал имеют общий центр вращения O (рис. 3).

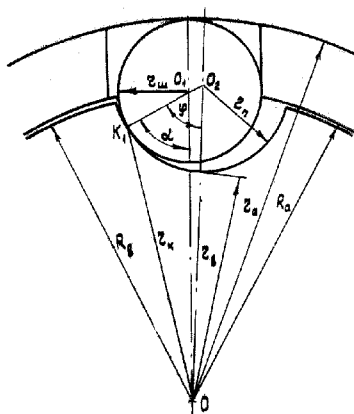


Рисунок 3 – Схема расположения шарика в пазах соединения

Положение точки контакта K_1 зависит от четырех конструктивных параметров:

$r_{ш}$ – радиус шарика; r_n – радиус цилиндрического продольного паза вала; r_a – внутренний радиус кольца, посаженного на втулку; r_e – радиус окружности впадин, образованных продольными пазами вала.

Расстояние r_k от точки контакта K_1 шарика с пазом вала до центра вращения O определяется из треугольника K_1O_2O (рис. 3) по формуле:

$$r_k = \sqrt{(r_g + r_n)^2 + r_n^2 - 2(r_g + r_n) \cdot r_n \cdot \cos \varphi}, \quad (1)$$

где $\cos \varphi$ определяется из треугольника O_1O_2O с помощью выражения:

$$\cos \varphi = \frac{(r_g + r_n)^2 + (r_n - r_{uu})^2 - (r_a - r_{uu})^2}{2(r_g + r_n)(r_n - r_{uu})}. \quad (2)$$

Рассматривая условия равновесия шарика под действием приложенных к нему в точках контакта K_1, K_2 и K_3 нормальных к поверхности усилий N_1, N_2 и N_3 (рис. 2) и выражая усилия, приходящиеся на один шарик, через передаваемый крутящий момент M , получим расчетные формулы:

$$\begin{aligned} N_1 &= \frac{M}{z(r_a - r_{uu})\sqrt{1 - \cos^2 \alpha}}; \\ N_2 &= \frac{M \cdot \cos \alpha}{z(r_a - r_{uu})\sqrt{1 - \cos^2 \alpha}}; \\ N_3 &= \frac{M}{z(r_a - r_{uu})}. \end{aligned} \quad (3)$$

где

$$\cos \alpha = \frac{(r_a + r_n)^2 - (r_a - r_{uu})^2 - (r_n - r_{uu})^2}{2(r_a - r_n)(r_n - r_{uu})}, \quad (4)$$

z – количество шариков в соединении.

Из выражений (3) следует, что наибольшим из усилий, действующих на шарик, является N_1 в точке K_1 . Если сила N_1 задается в Н, а радиусы r_{uu} и r_n в мм, то в соответствии с [3] максимальные контактные напряжения в МПа в точке K_1 определяются по формуле

$$\sigma_{\max}^{(1)} = 864 \cdot n_\sigma \cdot N_1^{1/3} \left(\frac{2}{r_{uu}} - \frac{1}{r_n} \right)^{2/3}. \quad (5)$$

Величина n_σ может быть определена по таблицам [3] или рассчитана с помощью приближенной формулы:

$$n_{\sigma} \cong \exp \left\{ - \left[\frac{r_{iu}}{1,1(2r_n - r_{iu})} \right]^5 \right\}. \quad (6)$$

Это выражение при $1,02 \leq \frac{r_n}{r_{iu}} \leq 1,20$ имеет достаточную для технических расчетов точность.

В результате подстановки выражений (3), (4) и (6) в формулу (5) получаем следующую зависимость для определения максимальных контактных напряжений в точке K_1 :

$$\sigma_{\max}^{(1)} = \frac{864}{r_{iu}} \left(\frac{M}{z} \right)^{1/3} \psi(k; m; n), \quad (7)$$

$$\text{где } \psi(k; m; n) = \frac{\sqrt[3]{2(k-1) \left(2 - \frac{1}{k} \right)^2 \exp \left\{ - \left[\frac{1}{1,1(2k-1)} \right]^5 \right\}}}{\left\{ 4(m-1)^2 (k-1)^2 - \left[(n+k)^2 - (m-1)^2 - (k-1)^2 \right]^2 \right\}^{1/6}},$$

$$k = \frac{r_n}{r_{iu}}; \quad m = \frac{r_a}{r_{iu}}; \quad n = \frac{r_e}{r_{iu}}.$$

Как следует из (7), для обеспечения наилучших условий контактирования шарика с пазом вала при заданных габаритных размерах r_a и r_e целесообразно выбирать шарики с максимально возможным радиусом r_{iu} , идя при этом на уменьшение их количества в соединении.

Из выражений (3) и (5) следует, что для снижения контактных напряжений целесообразно увеличивать угол α . Однако это возможно делать только до тех значений угла, при которых величина r_k , рассчитываемая по формуле (1), остается в пределах, обеспечивающих гарантированное недостижение точкой K_1 кромки паза, контакт с которой шарика недопустим. Для этого при конструировании достаточно обеспечивать выполнение условия $r_k < \frac{d_e}{2,2}$, где d_e – диаметр вала.

Максимальные контактные напряжения в точке K_2 зависят от того, имеется ли внутренний паз на кольце 3 (см. рис. 1), посаженном на втулку. Если такой паз выполнен с радиусом R_k , то напряжение определяется [3] по формуле для контакта шара с тороидальной поверхностью:

$$\sigma_{\max}^{(2)} = 864 n_{\sigma} N_2^{1/3} \left(\frac{2}{r_{iu}} - \frac{1}{r_a} - \frac{1}{R_k} \right)^{2/3}, \quad (8)$$

где n_σ зависит от величины $\Omega = \frac{\frac{1}{R_\kappa} - \frac{1}{r_a}}{\frac{2}{r_{iu}} - \frac{1}{r_a} - \frac{1}{R_\kappa}}$ и при $0,70 \leq \Omega \leq 0,96$ такая

зависимость с достаточной точностью может быть аппроксимирована выражением

$$n_\sigma \cong \exp \left[- \left(\frac{\Omega}{1,1} \right)^5 \right]. \quad (9)$$

В случае цилиндрической внутренней поверхности кольца при отсутствии на ней паза максимальные контактные напряжения следует рассчитывать по формуле [3]:

$$\sigma_{\max}^{(2)} = 864 n_\sigma N_2^{1/3} \left(\frac{2}{r_{iu}} - \frac{1}{r_a} \right)^{2/3}, \quad (10)$$

причем n_σ определяется величиной $\Omega = \frac{\frac{1}{r_a}}{\frac{2}{r_{iu}} - \frac{1}{r_a}}$.

Очевидно, что в последнем случае напряжения будут существенно выше, поэтому конструктивный вариант с выполнением внутреннего паза на кольце является предпочтительным.

Максимальные контактные напряжения в точке K_3 определяются по формуле, аналогичной (5):

$$\sigma_{\max}^{(3)} = 864 n_\sigma N_3^{1/3} \left(\frac{2}{r_{iu}} - \frac{1}{R_n} \right)^{2/3}, \quad (11)$$

где n_σ зависит от отношения $\Omega = \frac{r_{iu}}{2R_n - r_{iu}}$;

R_n – радиус отверстия под шарик во втулке.

Таким образом, формулы (5), (8), (10) и (11) позволяют определить контактные напряжения во всех трех точках контакта шарика с валом, кольцом и втулкой: K_1 , K_2 и K_3 , соответственно, если распределение нагрузки между шариками является равномерным, т.е. при отсутствии погрешностей изготовления элементов соединения. Однако известно [4, 5], что погрешности в угловом шаге шлицевых соединений (разнозазорность) приводят к окружной неравномерности распределения нагрузки, которую необходимо учитывать.

Наличие погрешностей шага соединения приводит к тому, что между шариками и пазами имеются начальные зазоры, которые выбираются по мере увеличения

нагрузки (крутящего момента) и в контакт вступает все большее количество шариков. При этом три шарика, первыми вступившие в контакт, нагружаются наибольшими усилиями, затем, по мере нагружения остальных нагрузка выравнивается, однако неравномерность нагружения, зависящая от величины наибольшего начального зазора Δ_{\max} , остается.

Считая начальный зазор в элементах соединения случайной величиной и разделив диапазон возможных значений зазора $0 \div \Delta_{\max}$ на n одинаковых интервалов, обозначим W_j – вероятность попадания величины зазора в j -ый интервал. Тогда, если при некотором значении крутящего момента M_i общая величина зазора, выбранного наиболее нагруженными шариками равна правой границе i -го интервала – Δ_i , то условие статического равновесия соединения имеет вид

$$N_{3cp}^{(i)} = \frac{M_i}{z(r_a - r_{\text{шш}})} = \frac{N_{3\max}^{(i)}}{i} \sum_{j=1}^i W_j [i - (j-1)] \quad \text{при } i < n, \quad (12)$$

где $N_{3cp}^{(i)}$ – усилие в точке K_3 при равномерном распределении нагрузки по шарикам;

$N_{3\max}^{(i)}$ – усилие на наиболее нагруженные шарика, первыми вступившие в контакт.

Коэффициент окружной неравномерности распределения усилий при этом значении момента определяется по формуле

$$K_{ni} = \frac{N_{3\max}^{(i)}}{N_{3cp}^{(i)}} = \frac{i}{\sum_{j=1}^i W_j [i - (j-1)]} \quad (13)$$

Аппроксимируя дискретное распределение зазора нормальным распределением со средним $\Delta_{\max}/2$ и среднеквадратичным отклонением $\Delta_{\max}/6$ с помощью численного решения уравнения (12) для шлицевого вала диаметром 72 мм были рассчитаны коэффициенты окружной неравномерности (13) для ряда значений максимального начального момента. На основе результатов этих расчетов построены графики коэффициента неравномерности контактных напряжений $\theta = K_n^{1/3}$ в зависимости от зазора Δ_{\max} , приведенные на рис. 4. Штриховая линия соответствует нагружению вала крутящим моментом 10 кН·м, а сплошная – максимальным моментом, допустимым по условию статической прочности – 20 кН·м.

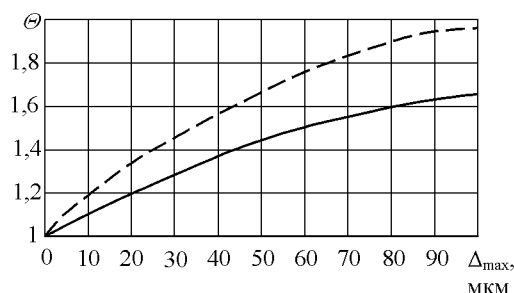


Рисунок 4 – Графики коэффициента окружной неравномерности контактных напряжений

Ввиду того, что наиболее опасным видом повреждения шарикового шлицевого соединения является смятие контактирующих с шариками поверхностей вала и втулки при максимальных (пиковых) нагрузках, величины расчетных напряжений, определяемых по формулам (5), (8), (10) и (11), следует корректировать с учетом технологического фактора – погрешности шага соединения – Δ_{\max} . Ориентировочно это можно делать, используя нижний график (сплошная линия) на рис. 4.

Еще одним технологическим фактором, определяющим несущую способность шарикового соединения, является твердость контактирующих поверхностей. Используя рекомендации, приведенные в [5], относительно величины предельно допускаемых контактных напряжений в шариковых соединениях, можно определить их величину для стальных валов в зависимости от твердости поверхности. В таблице 1 приведены ориентировочные значения предельно допускаемых контактных напряжений в МПа, учитывающие влияние на несущую способность шарикового соединения двух основных технологических факторов: твердости поверхности и погрешности шага.

Таблица 1 – Предельно допускаемые контактные напряжения в шариковом шлицевом соединении

Погрешность шага, мкм	Твердость контактирующих поверхностей, HRC				
	45	50	55	57	60
0	2300	2800	3100	3250	3500
20	1900	2330	2580	2700	2900
40	1690	2060	2280	2390	2570
60	1550	1890	2090	2190	2360
80	1450	1770	1960	2050	2200

Изложенная выше методика может служить теоретической основой при проведении инженерных расчетов конструктивных параметров шариковых шлицевых соединений валов и нормировании технологических требований на их изготовление.

Список литературы

1. Прогнозирование надежности тракторов/ Анилович В.Я., Гринченко А.С., Литвиненко В.Л., Чернявский И.Ш. М.: Машиностроение, 1986.– 224 с.
2. А.с. 1555548 СССР. Шариковое шлицевое соединение/ В.Я. Анилович, А.С. Гринченко, В.Н. Семеренко, В.И. Иванов – № 4344813/30–27, Бюл. №13. – 1990.
3. ГОСТ 25.501–78. Расчеты и испытания на прочность в машиностроении. Методы испытаний на контактную усталость. М. 1979. – 94 с.
4. Глухарев Е.Г., Зубарев Н.И. Зубчатые соединения. Справочное пособие. Л., Машиностроение, 1976. – 200 с.

5. Левина З.М., Решетов Д.Н. Контактная жесткость машин. М., Машиностроение, 1971. – 264 с.

А. Гринченко

Забезпечення довговічності шліцевих валів конструкторськими і технологічними методами

В статті викладена методика вибору конструктивних параметрів кулькових шліцевих з'єднань з урахуванням технологічних чинників.

A.. Grinchenko

The guarantee of duration of shlitsovih walls by structural and technological methods

In the article there is the method of choice of structural parameters of ball-shaped shlitsovih connections laid out taking into account technological factors.

Одержано 07.09.09

Визначення мікродеформацій в поверхневих шарах деталей голографічними методами

Розглянуто аспекти визначення мікродеформацій в поверхневих шарах деталей сільськогосподарської техніки та можливості застосування комп'ютерної голографії як ефективного методу неруйнівного контролю і дефектації при прогнозуванні залишкового ресурсу і забезпечення її надійного довготривалого використання.

мікродеформування, голографування поверхонь, спекл-інтерферометрія, голографічна плівка, комп'ютерна голографія

Введення. Практика вітчизняного та закордонного сільськогосподарського машинобудування підтверджує, що для успішного вирішення завдань з випуску, ефективної експлуатації та ремонту сучасних сільськогосподарських машин, обладнання і знарядь необхідно застосовувати комплексно-системний підхід з врахуванням конструктивно-технологічного формування. Такий підхід полягає у впровадженні нових технологічних процесів, сучасних матеріалів, конструктивних форм, способів виробництва і виборі оптимальних конструкторсько-технологічних рішень із врахуванням експлуатаційних властивостей і заданих показників надійності [1, 2]. Основою такого формування є постійний контроль за технічним рівнем виробів, які проектують, виготовляють, експлуатують і ремонтують. Важливим етапом є визначення величин мікродеформування в поверхневих шарах та визначення за їх значеннями залишкового ресурсу машин.

Мета досліджень. Розробити методику визначення величин мікродеформування в поверхневих шарах деталей сільськогосподарських машин як чинника встановлення залишкового ресурсу.

Результати досліджень. В основу методики визначення величин мікродеформування в поверхневих шарах виробів із різних матеріалів покладені розроблені в Гентському університеті (Бельгія) у сумісності із автором роботи, при математичній обробці експериментальних даних отриманих із голограм. Розроблено метод запису інтерференційних смуг – ліній, що мають однакову величину деформації, на голограмах та на їх базі розрахунку величин мікродеформування.

Експериментальні роботи проводили із використанням різних за своїми геометричними параметрами зразками та деталями: плоскі, об'ємні, складної конфігурації та інші, виготовлені із: металевих, пластикових, металокерамічних, вуглепластикових, дерев'яних, із покриттям, без нього та реальних деталей. При цьому враховувалися такі матеріали, які найчастіше і найбільше використовуються при виготовленні та ремонті сільськогосподарських машин.

Сутність методу інтерпретації експериментальних даних, які були отримані за допомогою голографування поверхонь деталей, полягає у визначенні за трьома складовими векторами мікродеформації поверхневих шарів об'єкту дослідження із врахуванням їх стохастичної імовірнісної природи розподілу на поверхнях деталей. Величина мікродеформації в кожній точці поверхні деталі характеризує її технічних

стан і дає можливість встановити міру придатності її до подальшої експлуатації. Тим самим виникає можливість в прогнозуванні залишкового ресурсу.

Реалізовано два методи запису інтерференційних полів: при стані близькому до руйнування поверхневих шарів виробів (граничні умови) та із проміжними етапами навантаження (допустимі умови). Запис голограм здійснювали двома методами: звичайним двоімпульсним (спекл-інтерферометрією) і за допомогою комп'ютера. Дефект або пошкодження деталі проявляються в місцевому аномальному розміщенні інтерференційних смуг, які б мали в загальному виді – упоряджену структуру – відносно паралельні прямі лінії. У випадку комп'ютерної голографії – це кольорові смуги (кожному кольору відповідає певна величина деформації, при двоімпульсному – це чорні і білі смуги, які відповідають величинам рівної деформації, яка виникає в процесі прикладення деформуючого навантаження.

На першому етапі досліджень застосовували зразки із поліетилену низького тиску (представник широкої номенклатури деталей сільськогосподарських машин, які виготовляють із пластикових матеріалів): діаметр – 120 мм, товщина стінки – 10 мм, тиск робочої зони – 0,3-0,4 МПа, температура виробу в момент проведення досліджень 0°C. В зону ініціювання закачували охолоджене повітря до моменту, поки не починався процес руйнування виробу при ініціалізації його за допомогою ударного навантаження. Для запуску лазера використовували прилад „Trigger-system”. При чому, на віддалі 100 мм від кінця зони ініціювання встановлювали вмикач, який під'єднували безпосередньо перед початком експерименту до приладу. Вмикач являє собою срібну дротину натягнуту між двома електродами в зоні передбачуваного руйнування деталі. При цьому, в деталі проходить процес розвитку тріщини із швидкістю 500-560 м/с. Дротину розривало і спрацьовував сповільнювач в приладі, налагоджений на певний час затримки, вмикався лазер і проводилася подвійна зйомка деталі, яку досліджували. Інтервал між двома спалахами лазера був постійним і складав 20 нс. В результаті створювались умови накладання двох голограм однієї на одну при постійному деформуванні деталі, фронти відбитого від деталі світла мали різну фазу і амплітуду, за рахунок чого створювалися умови виникнення інтерференції при накладанні один на одного цих фронтів.

На голографічній плівці фіксували білі і чорні смуги, які відповідали величині рівної деформації відповідних точок поверхні об'єкту. З метою створення кращої рефлекторної здатності, поверхню виробу в зоні вивчення його властивостей фарбували ”срібною“ (алюмінієва пудра) фарбою і наносили фізичну сітку. Величина клітини залежала від розмірів деталей; при $D = 120$ мм – $a = 15$ мм x 15 мм; при $D = 150$ мм – $a = 15$ - 20 мм; при $D = 200$ мм – $a = 15$ - 30 мм.

Експериментальні роботи проводили на спеціально розробленій установці. Методика дослідів була створена у співдружності автора (68 %) із ведучими спеціалістами фірми BECETEL (Бельгія). Під час проведення дослідів два хвилових поля реєстрували послідовно в одній і тій же голограмі, і відновлювали одночасно – метод двох експозицій [2] або ”заморожених смуг “. Застосовували імпульсний рубіновий лазер HLS - 2 із довжиною хвилі 694 нм., а запис голограм проводили на плівці AGFA чутливої до червоного світла. Час експозиції був дуже малий, що дозволило уникнути впливу вібрації оптичної установки і реєструвати в задані момент часу форму хвильового поля, який швидко змінювався в часі.

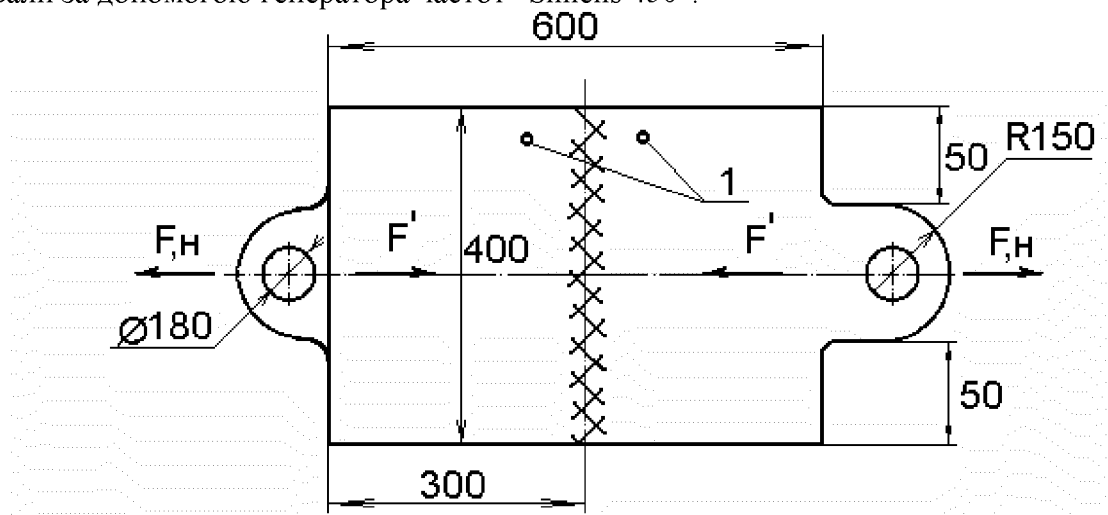
Наступний етап механічних досліджень проводили при циклічному навантаженні. Експерименти проводили у відповідності до рекомендацій спеціальної літератури [3, 4, 5]. Застосовували метод повнобазових ступеневих перевантажень.

Встановлено, що немає достовірних даних про природу циклічних навантажень, яким підлягають великогабаритні деталі в експлуатації, то дослідження проводили при осьовому розтягненні - стиску за симетричним знакозмінним циклом навантаження на спеціальній випробовувальній машині RCJ - 67 із частотою пульсації 20 Гц на базі 10^6 циклів до повного руйнування виробу. Одночасно визначали межу міцності, як найбільшу величину навантаження, при якій не руйнується ні один із зразків серії. Слід відмітити, що визначення величини межі втомлюваності складало другорядне завдання. В першу чергу визначали статистичні характеристики розподілу мікродеформувань робочих поверхонь деталей чи зразків в момент розриву ювенільних зв'язків і виявлення причин появи міжкристалічних дефектів - тріщин та несучільностей, які завжди супроводжують руйнування деталей.

Дослідження проводили на сталених, алюмінієвих, пластикових, металополімерних зразках або реальних деталях без фіксації і встановлення величини навантаження. Деталі механічно обробляли до створення поверхонь, з необхідною для голографування шорсткістю. При величині шорсткості поверхневих шарів R_z 80, R_z 120, R_z 320, дзеркальне відбиття значно мале і світло розсіювалося практично рівномірно у всіх напрямках. Подібна ситуація типова для механічно оброблених поверхонь деталей сільськогосподарських машин. На цьому етапі, експериментальні дослідження процесу мікродеформування проводили із застосуванням пластин (товщиною 10 мм із сталі 40Х) зварених в стик під шаром флюсу керамічного низьколегованого дротом діаметром 1,6 мм (див. рис. 1).

Навантаження деталей проводили механічним, термічним і акустичним методами. Включали лазер в роботу в не довільно вибрані моменти часу, а в точно визначені для кожної партії досліджених об'єктів. Величина відхилення від моменту підключення навантаження до моменту фіксації голограми складало не більше 1-2%, за хронометром. Навантаження контролювали застосовуючи еталонні динамометри, термометри та інше.

Акустичне навантаження передавали через пружний елемент від гучномовця до деталі, які жорстко фіксували за допомогою клею на обох із них. Частоту змінювали за допомогою генератора частот "Simens 450".



1- контакти для вмикання лазера

Рисунок 1 - Схема зразка для визначення величини мікродеформування в деталях

Комп'ютерна голографія (основний вид проведених досліджень) дає змогу реєструвати зміну поверхні при малих навантаженнях, які із невеликими швидкостями зміни стану спричиняють мікродеформування. Це дає можливість фіксувати мікродеформації і спостерігати їх в реальному часі. Образ деформованого тіла, представленого у вигляді кольорових інтерференційних полів, фіксують в пам'яті комп'ютера. Для кожної партії проведених дослідів визначали стохастичні характеристики величини мікродеформації. Як недолік, проведених вище методів, слід відмітити, що досліди проводяться у чітко фіксовані дискретні моменти часу. Це не дає можливості досліджувати інтегральну картину зміни поля мікродеформування поверхні виробу в часі при зміні величини або характеру навантаження. Процес проходить керовано відповідно встановленим факторам: вид навантаження, його величина, ділянка прикладання, сумісна дія, умови проведення робіт та інше.

Слід відмітити деякі недоліки методу неруйнівного контролю двоімпульсною голографією, що зменшує галузі її застосування. До них відносять: всі види робіт повинні виконуватись тільки в затемненому приміщенні, габаритні розміри деталей обмежені дійсними розмірами плівки або фотопластин; їх необхідно фарбувати в матового блиску кольори (білою або срібною фарбою) для створення умов необхідного відбиття когерентного світла від досліджуваних поверхонь. Під час виконання дослідницьких робіт потрібно також, застосовувати захисні екрани; не існує можливості спостерігати за виробами під час досліду в реальному часі та інші. В процесі голографування із застосуванням комп'ютерних технологій більшість із цих умов виконувати не виникає потреби, в чому і є їх перевага. З іншого, боку реалізація комп'ютерної голографії затрудняє отримання трьохмірних образів мікродеформування поверхневих шарів деталей. Взаємне поєднання цих методів дозволяє отримати високої якості адекватні реальним дані про технічний стан виробів і провести прогнозування їх залишкового ресурсу.

Висновки. Приведені вище результати вказують на ефективність від реалізації голографії. При правильно вибраній номенклатурі деталей, умовах досліду, а також комплексному поєднанні із іншими методами, наприклад: акустичного, рентгенографічного дослідження, можливо отримати результати, які із високою мірою достовірності відповідають реальним процесам, а отримані поліноми апроксимації адекватно описують фізичні явища, що проходять в деталях сільськогосподарських машин. Отримані дані застосовували при прогнозуванні залишкового ресурсу деталей сільськогосподарських машин. В цьому і полягає основний набуток голографічного неруйнівного контролю сільськогосподарських машин – кожний компонент структури її деталей може бути перевіреном.

Список літератури

1. Зорин В.А., Бочаров В.С. Надежность машин. - Орел: ОрелГТУ, 2003. - 549 с.
2. Карабиньш С.С., Ружило З.В. Прогнозування технічного стану машин за допомогою засобів комп'ютерної голографії. Зб. наук. пр. ХДТУСГ. - Харків: ХДТУСГ, Вісник 40, 2005. – С. 411- 418.
3. Булгаков В.М., Войтюк Д.Г., Козіброда Я.І., Цурпал І.А. Прикладна механіка. – Тернопіль: Збруч, 1998. -136 с.
4. Высоцкий М.С.Шолимицкий В.И. Ресурс несучих деталей автомобиля. Оценка на стадии проектирования //Автомобильная промышленность. - 1999. - № 14. - С. 21 – 25 с.
5. Гузь А.Н. Механика хрупкого разрушения материалов с начальными напряжениями. - К.: Наукова думка, 1983.-296 с.

С. Карабинеш

Определение микродеформаций в поверхностных слоях деталей голографическими методами

Рассмотрены аспекты определения микродеформаций в поверхностных слоях деталей сельскохозяйственной техники и возможности применения компьютерной голографии как эффективного метода неразрушающего контроля при прогнозировании остаточного ресурса и обеспечения ее надежного использования.

S. Karabinesh

Determination of microstrains in the superficial layers of details by holographic methods

The aspects of determination of microstrains are considered in the superficial layers of details of agricultural technique and possibility of application of computer holography as an effective method of non-destructive control at prognostication of remaining resource and providing of it the reliable of long duration use.

Одержано 11.09.09 г.

Теоретичні дослідження процесу нагрівання зерна комбінованим енергопідведенням при прямоточному русі зерна¹

Розроблена математична модель нагрівання зерна при комбінованому енергопідведенні, отримані залежності для визначення кінцевих параметрів процесу. Встановлено, що використання комбінованого підведення енергії дозволяє збільшити ступінь нагріву зерна на 11⁰С і підвищити продуктивність процесу.

зерно, нагрівання зерна, камери нагрівання зерна

Вітчизняна та світова практика сушіння зерна базується в основному на тепловому способі сушіння з конвективним підведенням теплоти. Інші способи зерносушіння поки що не отримали широкого розповсюдження, оскільки не можуть конкурувати з простотою конструкції і експлуатаційною економічністю конвективного сушіння. На наш погляд пріоритет конвективного сушіння зерна буде зберігатися і в майбутньому, хоча пошуки нових способів сушіння та методів енергопідведення будуть продовжуватися. Але сушіння зерна енергоємний процес: на кожну планову тону зерна (при зниженні вологості з 20% до 14%) витрачається в середньому біля 8 кг рідкого палива. При цьому корисні витрати енергії складають 40-50%. Найбільші втрати пов'язані з відпрацьованим сушильним агентом і теплотою охолоджуючого зерно повітря. Тому задачі підвищення енергетичної ефективності зерносушильного парку АПК і надалі не втрачатимуть свою актуальність. Одним з головних напрямків вдосконалення технології сушіння зерна, як показав піввіковий досвід експлуатації сушарок, є широке впровадження в практику зерносушіння – попереднього нагрівання сирого зерна перед подачею в сушильну камеру і подальшого ізотермічного сушіння.

Задача даної роботи – вдосконалення сушильної техніки шляхом розробки обладнання існуючих малооб'ємних зерносушарок (5-15 т/год) ефективними апаратами для попереднього нагрівання зерна.

Аналіз сучасного стану питання показує, що у складі зерносушильного парку значну частину складають сушарки (переважно великої потужності) з камерами нагрівання зерна в падаючому шарі, що гравітаційно рухається в розрідженому потоці, об'ємна концентрація якого складає декілька відсотків [1,2]. Перевага таких теплообмінників малий гідравлічний опір, недолік – великі габарити. Разом з тим малий час перебування зерна в стані падіння, що вимірюється 4-6 секундами приводить до необхідності збільшувати температуру теплоносія до 300-400⁰С. Для ефективного використання потенціалу теплоносія штучно збільшують час перебування зерна в камері шляхом аеродинамічного [3], або механічного гальмування. Аеродинамічне гальмування забезпечують висхідним потоком теплоносія, механічне-нааявністю в контурі камери решіток, каскадне розташованих полиць, гірлянд куль, та інших конструктивних елементів [2,3,4].

¹ Робота виконується під керівництвом проф. Котова Б.І., НУБіП України

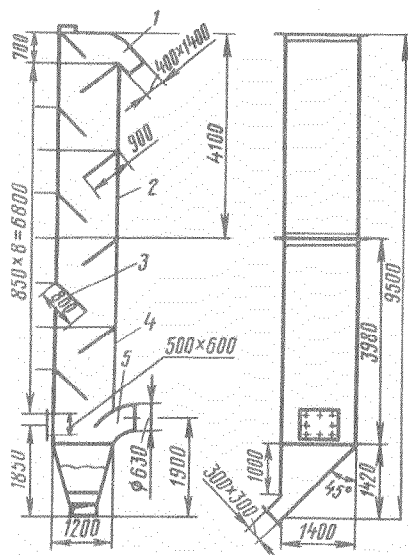
Аеродинамічне гальмування обмежено умовами «виносу» зерна з камери нагрівання. При механічно загальмованому падаючому шарі рух зерна (в повітрі) періодично припиняється, його дійсна концентрація збільшується за ходом руху зерна і, відповідно, збільшується поверхня теплообміну. Найбільший ефект гальмування досягається при повному гасінні швидкості зерна на кожному гальмуючому елементі.

Схеми найбільш розповсюджених нагрівачів з гравітаційним рухом зерна наведені на рисунку 1. Значна металоємність конструкцій з гальмуючими елементами, необхідність транспортування зерна в камеру нагріву, а потім в камеру сушіння збільшують вартість і знижують експлуатаційну ефективність їх використання.

Використання пневмотранспорту для завантаження зерна в сушарки майже не використовують, незважаючи на певні переваги (безперервність процесу, інтенсивність термообробки [5], простота автоматизації, низька питома металоємність). Основною перешкодою для застосування термообробки зерна в умовах пневмотранспорту для сушарок малої продуктивності (10–20 т/год) є необхідність підвищення висоти пневматичного тракту для збільшення часу перебування зерна необхідного для його нагріву до крайової температури. Але цю проблему можна вирішити шляхом інтенсифікації підведення теплоти до зерна, використовуючи додаткове підведення енергії, наприклад, – інфрачервоне випромінювання.

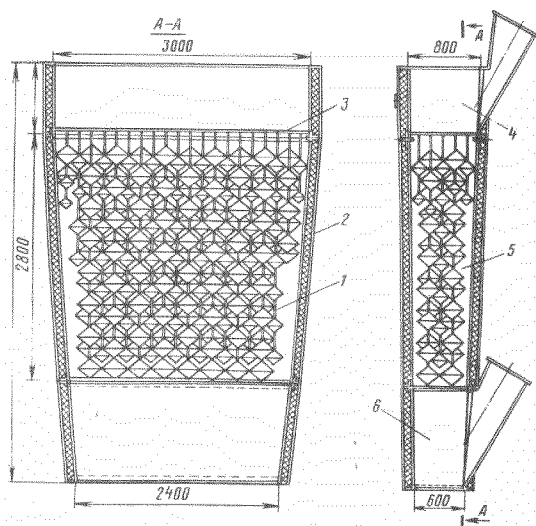
В зв'язку з цим, представляє практичний інтерес дослідити процес нагрівання зерна комбінованим енергопідведенням при його русі в прямоточному режимі.

Розглянемо процес нагріву зерна в безперервно рухаючому шарі при конвективному підведенні теплоти повітряним потоком і додатковим ІЧ–опромінюванням його поверхні. При цьому, для спрощення математичної моделі і її аналізу, величину кількості теплоти, підведеної до зерна, представимо величиною потужності теплового потоку безпосередньо на поверхні зерна. Враховуючі, що при одночасному русі теплоносія і зерна їх параметри в кожній точці (за висотою камери) не змінюються за часом, розглянемо змінення параметрів зерна і теплоносія тільки за висотою камери нагріву. За таких умов теплові процеси можна описати системою рівнянь теплового балансу при таких припущеннях: нагрівання зерна безградієнтне; концентрація зерна за об'ємом камери розподілена рівномірно; потужність ІЧ–випромінювачів розподілена за висотою камери рівномірно; поверхнею теплообміну є сумарна поверхня усіх зерен, що знаходяться в камері. Для рішення задачі використовуємо методику розрахунків рекуперативних теплообмінних апаратів [6].



а)

1 – патрубок, що відводить; 2 – верхня секція колонки; 3 – перегородка; 4 – нижня секція колонки; 5 – патрубок, що підводить



б)

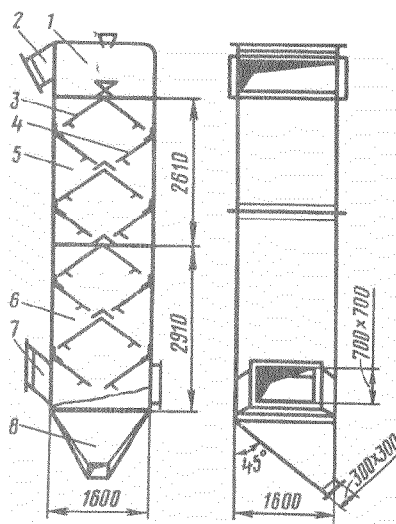
1 – підвіска з конусами; 2 – корпус; 3 – решітка; 4 – секція для відводу агента сушіння; 5 – робоча секція; 6 – секція для підведення агента сушіння

а) з пересипними полицями; б) з перфорованими полицями; в) з конусними гірляндами; г) з газорозподільними коробами

Рисунок 1 - Схеми нагрівачів зерна з гравітаційним рухом

Для елементу каналу довжиною dh рівняння, що описує змінення температури теплоносія вздовж напрямку руху буде мати вигляд:

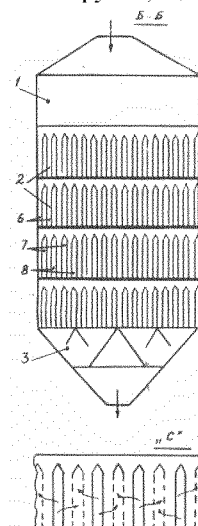
$$\alpha \cdot f_h(t - \theta) = c_p G_T \frac{dt}{dh} \quad (1)$$



б)

1 – секція, що відводить; 2 – патрубок, що відводить; 3,4 – полки; 5,6 – робітники секції;

7 – патрубок, що підводить; 8 – бункер



г)

1 - завантажувальний бункер; 2 - секції шахти; 3 - випускний пристрій; 4 - що підводить повітря від; 5 - дифузор; 6 - зерновий шар; 7, 8 - що підводять і відводять короби

Рівняння теплового балансу, що описує змінення температури зерна для того ж перетину dh буде мати вигляд:

$$\alpha \cdot f_h (\theta - t) = c_3 G_3 \frac{d\theta}{dh} + r \cdot G_3 \frac{du}{dh} - q. \quad (2)$$

В рівняннях (1), (2) позначено:

t, θ – температура теплоносія і зерна;

c_p, c_3 – питомі теплоємності теплоносія і зерна;

G_T, G_3 – масові витрати теплоносія і зерна;

$q = \frac{P}{H}$ – питома потужність випромінювача;

f_h – питома поверхня теплообміну зерна на одиницю висоти камери;

α, r – коефіцієнт теплообміну зерна і теплоносія та питома теплота пароутворення;

H – висота камери;

u – вологовміст зерна.

Останній член рівняння (2) являє кількість теплоти, яка затрачена на випаровування води із поверхні при нагріванні. Щоб виключити третю змінну величину $u(h)$ скористаємося критерієм Ребіндера, який має вигляд:

$$Rb = \frac{c_3}{r} \frac{d\theta}{du}. \quad (3)$$

Визначаючи з (3) величину du і підставляючи її значення в (2), після перетворень, будемо мати:

$$\alpha \cdot f_h (\theta - t) = c_3 \cdot G_3 \left(1 + \frac{1}{Rb} \right) \frac{d\theta}{dh} - q. \quad (4)$$

Рівняння (1), (4) являють математичну модель яка описує процеси нагрівання зерна при комбінованому енергопідведенні для сталого режиму роботи прямоточного нагрівача.

Розв'язуючи систему рівнянь (2) і (4) відносно температури теплоносія $t(h)$ отримаємо диференціальне рівняння другого порядку с постійними коефіцієнтами:

$$\frac{d^2 t}{dh^2} - K \frac{dt}{dh} = Q', \quad (5)$$

$$\text{де } K = \frac{B + A}{B \cdot A};$$

$$A = \frac{c_p \cdot G_T}{\alpha \cdot f_h};$$

$$B = \frac{c_3 \cdot G_3 (1 + Rb^{-1})}{\alpha \cdot f_h};$$

$$Q' = \frac{P}{H \cdot \alpha \cdot f_h \cdot B \cdot A}.$$

Розв'язок рівняння (5) при початкових умовах:

$$t|_{h=0} = t_0; \frac{dt}{dh}|_{h=0} = \frac{\theta_0 - t_0}{A} = Z_0, \quad (6)$$

має такий вигляд:

$$t(h) = t_0 + \left(\frac{Z_0}{K} - \frac{Q'}{K^2} \right) (1 - e^{-K \cdot h}) + \frac{Q'}{K} h, \quad (7)$$

де t_0, θ_0 – значення температури теплоносія і зерна на вході в камеру нагріву.

Диференціюючи рівняння (7) і підставивши отримане значення та рівняння (7) в рівняння (1) отримаємо залежність змінення температури зерна за координатою руху:

$$\theta(h) = t_0 + \frac{Q'}{K} (A + h) + [1 - (1 - A \cdot K) e^{-K \cdot h}] \left(\frac{Z_0}{K} - \frac{Q'}{K^2} \right). \quad (8)$$

Рівняння (7) і (8) визначають розподіл температури теплоносія та зерна за висотою камери нагріву і дають можливість аналізувати вплив технологічних параметрів (втрати теплоносія, подача зерна, температура теплоносія, потужність джерела енергії) на величину ступеню нагріву зерна і визначити конструктивні параметри камери нагріву прямої дії.

На рисунках 2 та 3 наведені залежності $t(h)$ та $\theta(h)$, побудовані за рівняннями (7) та (8).

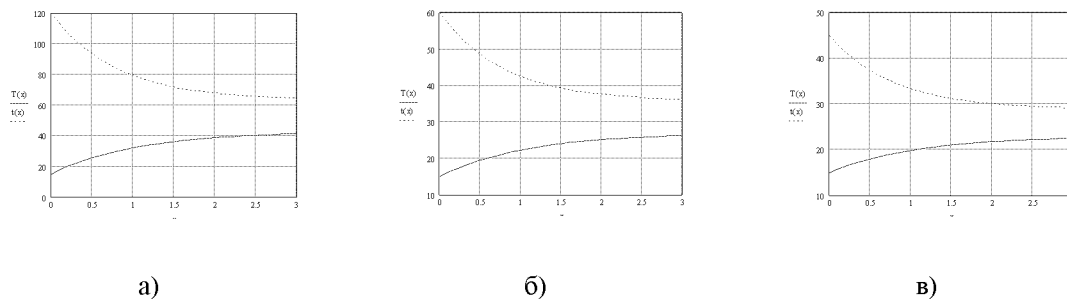
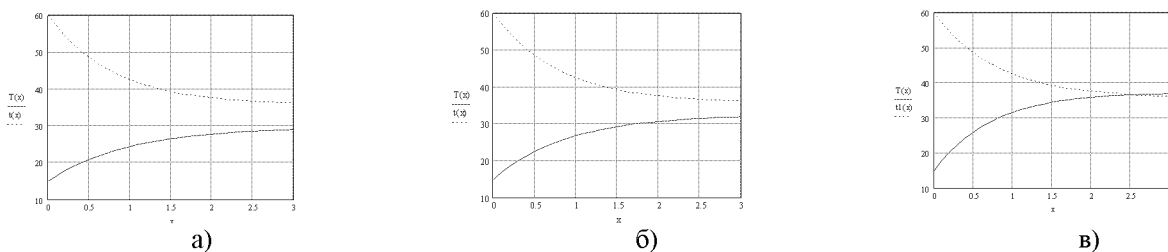


Рисунок 2 - Розподіл температури зерна і теплоносія за висотою камери нагріву при нагріванні теплоносієм з температурою на вході: а) 120°C, б) 60°C, в) 45°C



а) $q=2$ кВт/т год, б) $q=4$ кВт/т год, в) $q=6$ кВт/т год

Рисунок 3 - Розподіл температури зерна і теплоносія при комбінованому енергопідведенні при питомій потужності опромінювача

Аналізом отриманих залежностей встановлено, що нагрівання зерна потоком теплоносія до крайової температури 40°C можливо тільки при використанні сушильного агента з температурою 120°C (частини сушильного агента, що подається в сушильну камеру). При використанні відпрацьованого сушильного агента (з параметрами на виході з сушильної камери 60°C та 45°C) нагріти зерно перед сушінням можна до температури 22–26°C, що є малоефективним. При використанні додаткових джерел енергії з (наприклад випромінювачів) рівномірно розміщених за висотою камери та відпрацьованого сушильного агента з температурою 60°C зерно нагрівається до температури 32–37°C (при питомій потужності 4–6 кВт/т год). При потужності додаткового джерела енергії потужністю 6 кВт/т год можна зменшити висоту камери нагріву на 0,7–1 м., тобто на 23–30%, що еквівалентно підвищенню продуктивності за умови використання камери висотою 3 м.

При попередньому нагріванні зерна зменшується кількість теплоти на випаровування вологи і відповідно теплова потужність зерносушарки на 5–8%; з урахування збільшення при цьому продуктивності зерносушарки на 20% [1] загальна економія питомих витрат енергії може скласти до 15%.

Розроблена удосконалена математична модель процесу нагрівання зерна в прямоточному режимі. Встановлено, що використання комбінованого підведення енергії дозволяє збільшити ступінь нагріву зерна на 11°C (на 30%) при збільшені продуктивності процесу.

Список літератури

1. Алейников В.И. Эффективность предварительного нагрева зерна перед сушкой// Труды ВНИИЗ-1970.- вып. 70.- С.87–94.
2. Малинин Н.И. Снижение энергозатрат на сушку зерна.- М.: 1991.- ЦНИИНиТЭИ. – 45 с.
3. Резчиков В.А. Теория и практика энергосбережения при сушке зерна. -М.: 1991.- «ЦНИИТЭИ Хлебопродуктов», 51 с.
4. Голубкович А.В., Чижилов А.Г. К обоснованию технических средств для предварительного подогрева и подсушки зерна повышенной влажности// Труды ВИМ. – 1980. – т.86.- С.36–45.
5. Муштаев В.И., Ульянов В.М, Тимонин А.С. Сушка в условиях пневмотранспорта. М.:Химия, 1984. – 232 с.
6. Рабинович Г.Д. Расчет теплообменного аппарата типа «газовзвесь»// Сб. тепло- и массообмен в сушильных и термических процессах.- Минск: «Наука и техника», 1986.- С.164–184.

В. Кифяк

Теоретические исследования процесса нагрева зерна комбинированным энергоподводом при прямоточном движении зерна

Разработана математическая модель нагревания зерна при комбинированном энергоподведении, получены зависимости для определения конечных параметров процесса. Установлено, что использование комбинированного подведения энергии позволяет увеличить нагревание зерна на 11°C и повысить производительность процесса.

І. Куфяк

Theoretical researches of process heating corn combined power placing by uniflow of corn

Developed the mathematical model of heating corn by combined power placing, received dependences for the definition ultimate parameters of process. Determined that the using of combined bringing of energy allow to increase efficiency of process.

Одержано 02.09.09

УДК 630.33.30;631.313; 631.316; 631.331

С.А. Браженко, фах-ць з питань інтелектуальної власності, Є.Я. Прасолов, доц.,
канд. техн. наук, О.П. Слинко, доц., канд. техн. наук
Полтавська державна аграрна академія

Вдосконалення засобів механізації технологічного процесу вирощування просапних культур

В статті описано вдосконалення конструкції сільськогосподарської техніки для виконання технологічного процесу вирощування просапних культур, у тому числі підвищення ефективності сівби с/г культур з різною шириною міжрядь шляхом удосконалення висівного пристрою, розширення функціональних можливостей борони-культиватора з метою зниження енергоємності процесів. **пневматична сівалка, висівний пристрій, борона культиватор, додатковий робочий орган, комбінований культиватор**

Постановка питання. Просапні культури займають одне з провідних місць в сільськогосподарському виробництві України за значенням та посівними площами. Вони мають високу цінність, як продовольчі, технічні та енергетичні культури. Вирощування таких культур, як соняшник, кукурудза, цукровий буряк, картопля та ріпак в багатьох сільськогосподарських підприємствах є одним із основних напрямків діяльності. Однак, технологічний процес вирощування просапних культур є складним та трудомістким, так як потребує постійного контролю за виконанням агротехнічних вимог та забур'яненістю посівів. З іншого боку, він вимагає підвищеної уваги до збереження родючості ґрунту.

При вирощуванні просапних культур близько 40% енергії витрачається на обробіток ґрунту, що вимагає удосконалення роботи ґрунтообробних комбінованих агрегатів з метою енергозбереження. Комплекс ґрунтообробної техніки для вирощування просапних культур повинен працювати у системі: «ґрунт-техніка-екологія-людина-економіка» та забезпечувати якісне виконання технологічних операцій та економічну ефективність.

Аналіз рівня техніки та досліджень даного напрямку. Частиною необхідного комплексу техніки для вирощування просапних культур є ґрунтообробні машини для поверхневого передпосівного обробітку ґрунту, посівні агрегати та машини для догляду за посівами.

Для посіву просапних культур використовуються сівалки вакуумного, барабанного типу та інші, які, на жаль, не відповідають вимогам універсальності залежно від агротехнічних вимог до посіву конкретної культури.

Сьогодні на Полтавщині для суцільного обробітку ґрунту випускаються варіанти ґрунтообробних комбінованих машин, зокрема АГ-4, АГШ-6 «Скорпіон», АГШ-8, борона БД-2,4 «Вікторія» на ВАТ «Галещинамашзавод». Вони виконують рихлення ґрунту без перевертання скиби, підрізання бур'янів, розбиття грудок, вирівнювання ґрунту.

Для післяпосівного обробітку ґрунту велике значення має ефективність знищення бур'янів, що залежить від ширини захисної зони рядка. Під час виконання міжрядного обробітку ґрунту існуючі просапні культиватори УСМК-5,4 КФ-5,4, КРН-

4,2 та інші залишають не обробленими захисні зони рядків шириною 25 та 30 см, відповідно до ширини міжрядь 45 та 70 см, що призводить до використання ручної

праці, або застосування гербіцидів. Використання ротаційних борінок для обробки ґрунту в захисних зонах (культиватори «Плай-М», КРН-5,6 та ін.) підвищують ефективність знищення бур'янів, але у випадках складного рельєфу призводять до пошкодження культурних рослин.

Питаннями вдосконалення конструкції машин для вирощування просапних культур займалися провідні вчені Києва, Харкова, Кіровограда, Житомира, Львова та ін., праці яких містять предметні пропозиції щодо вдосконалення технологічного процесу та конструкції машин. Параметри й режими роботи комбінованих ґрунтообробних агрегатів, при яких досягається мінімальне використання енергії були досліджені в працях Д. Г. Войтюка, В.І. Пастухова, В.О. Дубровіна, В.М. Сало, А.І.Мороза, І.В. Шевченка та багатьох інших.

Метою є вдосконалення конструкції засобів механізації технологічного процесу вирощування просапних культур, а саме - підвищення ефективності сівби сільськогосподарських культур з різною шириною міжрядь шляхом удосконалення висівного пристрою, розширення функціональних можливостей борони-культиватора, зниження витрат енергії та підвищення якості післяпосівного обробітку міжрядь просапних культур, кущів та виноградників.

Першим етапом досягнення мети є підвищення якості сівби та необхідність забезпечення виконання агротехнічних вимог, а саме точний контроль норми висіву, та регулювання відповідно до заданих умов. Цим умовам відповідають сівалки вакуумного типу. Але існуючі сівалки не мають можливості регулювання ширини міжрядь в широкому діапазоні, висівати насіння із заданою густиною і різними способами відносно осової лінії рядку та не мають системи автоматичного контролю виконання технологічного процесу.

Запропонована конструкція пневматичної сівалки включає раму, секції зміщені в поздовжній площині, опорні колеса, брунькоподібні висівні пристрої, електродвигун, вакуумний вентилятор, насінневий бункер, привідний вал, загортачі та прикочувальний каток. [2]

Вдосконалення конструкції висівного пристрою передбачає виконання його у брунькоподібній формі. Вона включає насінневу камеру, заслінки, перфолентну стрічку, електродвигун, привідний та натяжний ролик, амортизуючі пружини, обмежуючі виступи, вакуум-провід, отвір у корпусі, скидач зайвого насіння, сошник, пластину-регулятор, струшувач, кришку та отвори для кріплення.

При русі агрегату секції частково спираючись на опорні колеса копіюють рельєф поля. Під дією власної ваги насіння з бункеру переміщується до насіннєпроводу, де інтенсивність потоку насіння обмежує заслінка. Далі, в насінневій камері, завдяки розрідженню яке створює вакуумний вентилятор, насіння засмоктується в отвори перфолентної стрічки та рухається в обмежуючих виступах, завдяки електродвигуну та приводного і натяжного роликів. В зоні атмосферного тиску насіння під власною вагою потрапляє до сошника, а далі вкладається в ґрунт та прикочується котками. Швидкістю обертання вала електродвигуна регулюється норма висіву, а спосіб висіву зміною перфолентної стрічки. Протікання технологічного процесу контролюється системою автоматичного контролю.

Другим етапом досягнення мети є підвищення ефективності досходового суцільного обробітку ґрунту, для виконання якого доцільно використовувати агрегати, що поєднують функції борони та культиватора. Недоліками відомих агрегатів є

відсутність постійного контакту з ґрунтом, його рівномірності розпушення, глибини обробітку та недостатнє знищення бур'янів.

Для зменшення тягового опору, забезпечення стійкості руху та глибини обробітку встановлюється додатковий робочий орган, який представляє собою прутковий прокат круглої, тригранної, чотиригранної та ромбовидної форми. Він розміщений під гострим кутом до напрямку руху агрегату ($0-60^\circ$) і проходить через отвір лівого (правого) від центру борони зуба попереднього ряду та закріплений в отворах зі сторони контакту з ґрунтом, на відстані 15мм від вершини зубів борони-культиватора. Зуби виконані зі сталюого прокату круглої, тригранної, чотиригранної та ромбовидної форми поперечного перерізу. [3]

При переміщенні агрегату зуби борони-культиватора розпушують поверхневий шар ґрунту і частково знищують бур'яни, а додатковий робочий орган суцільно по ширині проходження агрегату пошкоджує кореневу систему бур'янів. За рахунок того, що додатковий робочий орган розміщений під гострим кутом до напрямку руху агрегату, відбувається його самоочищення і додаткове переміщення частинок ґрунту по похилій площині. Попередження заглиблення робочих органів на глибину заробки насіння відбувається за рахунок зрівноваження маси робочих органів та величини вертикальної реакції опору ґрунту, що забезпечує стабільність глибини руху агрегату.

Третім етапом досягнення мети є вдосконалення процесу догляду за посівами просапних культур, для виконання якого використовуються комбіновані культиватори, що здійснюють необхідний комплекс операцій, які зменшують кратність обробітку, запобігають надмірному переуцільненню ґрунту що веде до заощадження коштів.

Недоліками існуючих культиваторів, які використовуються при догляді за посівами є відсутність умов необхідного знищення бур'янів у захисних зонах рядків і ефективного перемішування ґрунту робочими органами та обробки газоподібними або рідкими препаратами захисту від хвороб і шкідників та надійності експлуатації ротаційних робочих органів.

Запропонована конструкція передбачає введення нових конструктивних елементів та обґрунтування раціональної послідовності взаємного розміщення робочих органів. Вона забезпечує ефективне знищення бур'янів та інтенсивне перемішування ґрунту зубами нової конструкції в захисних зонах рядків та міжряддях, а також ціленаправлений обробіток рослин рідкими або газоподібними хімічними препаратами. [4]

Під час руху комбінованого культиватора бур'яни підрізуються в міжряддях лапами, а в захисній зоні ротаційними органами під нахилом в поперечно-вертикальній площині приводні зуби і секції обертових робочих розрихлювачів інтенсивно перемішують ґрунт. Хімічний препарат з ємності під тиском по гідрорукавах подається насосом до порціометра і пульсатора та розпилюючих форсунок. Якість протікання технологічного процесу контролюється за допомогою контролюючих та регулюючих органів.

Застосування комбінованого культиватора дає змогу зменшити використання гербіцидів та ручної праці при обробітку просапних культур.

Результати досліджень. Описані вище конструкції сільськогосподарських машин для виконання технологічного процесу вирощування просапних культур, захищені охоронними документами, а дослідні зразки виготовлені та випробовані в напіввиробничих умовах [5]. Результати випробувань показали, що запропонована конструкція пневматичної сівалки дозволяє удосконалити висівний пристрій та покращити технологічний процес висіву насіння із різною шириною міжряддя з

одночасним контролем виконання технологічної операції; конструкція борони-культиватора може бути виготовлена на основі легких, середніх та важких борін і використана для суцільного до сходового обробітку ґрунту основних

сільськогосподарських культур; комбінований культиватор може використовуватися при обробітку всіх видів просапних культур і дозволяє підвищити ефективність знищення бур'янів, знизити рівень використання гербіцидів, ручної праці та підвищити експлуатаційні властивості агрегату.

Список літератури

1. Кленин А.Н., Халанский В.Н. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины. (Элементы теории и рабочих процессов, расчет регулировочных параметров и режимов работы) – М.: Колос, 1980. – 671с.
2. Патент № 37274 бюл. №22, 2008р. «Універсальна пневматична сівалка» // Слинько О.П., Браженко С.А., Прасолов Є.Я. та ін..
3. Патент № 39449 бюл. №4, 2009р. «Борона-культиватор» // Слинько О.П., Браженко С.А., Прасолов Є.Я. та ін..
4. Патент № 38813 бюл. №2, 2008р. «Культиватор комбінований «ОПС-2» // Слинько О.П., Браженко С.А., Прасолов Є.Я. та ін..
5. Вдосконалення конструкції просапних культиваторів.// Міжнародна науково-практична конференція „Технічний прогрес в АПК” Харків 2008. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка, Випуск 75, том 1.

С. Браженко, Є. Прасолов, О. Слинько

Усовершенствование средств механизации технологического процесса выращивания просапных культур

В статье рассмотрены усовершенствованные конструкции с/х техники для выполнения технологического процесса выращивания просапных культур, в том числе повышение эффективности посева с/х культур с разной шириной междурядий путем усовершенствования высевальных устройств, расширения функциональных возможностей борона-культиватора с целью снижения энергоемкости процесса.

S. Brazhenko, E. Prasolov, O. Slinko

Perfection of facilities of mechanization of technological process of growing of the cultivated cultures

In the article the improved constructions are considered with.-x. techniques for implementation of technological process of growing of the cultivated cultures, including increase of efficiency of sowing with.-x. cultures with the different width of spaces between rows by the way of increasing of sowing devices, expansions of functional possibilities of harrow-cultivator with the purpose of decline of power-hungryness of process.

Одержано 05.09.09

Методика експлуатаційних досліджень зношування робочих органів дискових ґрунтообробних знарядь

Наведена методика експлуатаційних досліджень зношування робочих органів дискових ґрунтообробних знарядь. Розроблена методика дозволяє досліджувати закономірності та характер процесу зношування, динаміку зношування, вплив експлуатаційних факторів на зносостійкість та ресурс дискових робочих органів.

експлуатаційні випробовування, знос, диск, методика, робочий орган

Постановка проблеми

В структурі парку сільськогосподарських машин України дискові ґрунтообробні знаряддя займають близько 40% від загальної їх кількості [1]. Причому, якість їх роботи в значній мірі залежить від конструктивних параметрів дискових робочих органів. Як відомо, в процесі роботи номінальні розміри диска, в результаті спрацювання, зазнають змін, що значно впливає на якість виконання технологічного процесу [2]. Тому, постає проблема у дослідженні процесу зношування дисків, що дозволить вирішити питання керування зносом дисків і підвищити ефективність експлуатації дискових ґрунтообробних знарядь.

Аналіз останніх досліджень та публікацій

Задачі методики дослідження полягають у наведенні способів і приладів необхідних і бажаних для випробовування, а також методів обробки результатів. Прилади для випробовування повинні бути точно вказані для можливості порівняння результатів різних випробовувань. Сюди відноситься також тарування пристроїв і визначення ступеня їх точності. [3]

Експериментальні методи ще довгий час будуть основними при вивченні зносостійкості матеріалів і деталей машин. [4] При всій чисельності і різноманітності видів дослідження на зносостійкість доволі суворо діляться на чотири основні категорії:

I категорія – систематичне і послідовне вивчення впливу окремих механічних, фізичних і фізико-хімічних властивостей на зносостійкість матеріалів;

II категорія – опір матеріалів зносу як їх технічної характеристики.;

III категорія – вплив на зносостійкість деталей конструктивних факторів;

IV категорія – вплив на зносостійкість деталей експлуатаційних факторів. [5]

Дослідження I та II категорії не прискорюються [5], а так як ми проводимо дослідження II-IV категорії то проведення експлуатаційних досліджень є доцільним. Експлуатаційні дослідження дозволять частково розглянути і задачі I категорії.

Експлуатаційні дослідження представляють інтерес тому, що реальний ґрунт представляє собою масу, в якому завдяки наявності зв'язної глини частини кварцового піску постійно знаходяться в напівзакріпленому середовищі, в результаті чого умови взаємодії абразивної маси з металом відрізняються від лабораторних і стендових випробовувань [6]. Експлуатаційні дослідження зношування в напівзакріпленому абразивному середовищі представляють великий інтерес, як для вивчення

зносостійкості, так і для співставлення отриманих даних з теоретичними, лабораторними та стендовими дослідженнями.

На даний час авторами [4, 6, 7] розроблені методи для експлуатаційних досліджень робочих органів ґрунтообробних машин. Неефективність даних методів полягає у великій похибці і значному впливі людського фактору на процес вимірювання та обробку результатів. Розвиток комп'ютерних технологій на даний час дозволяє розробити сучасні методи дослідження для вимірювання і обробки результатів за допомогою ПЕОМ.

Мета досліджень

Розробити методику для дослідження закономірності та характеру процесу зношування, динаміку зношування, вплив експлуатаційних факторів на зносостійкість та ресурс дискових робочих органів.

Результати досліджень

Експлуатаційні дослідження зміцнених та серійних робочих органів дискових ґрунтообробних знарядь проводили в господарствах корпорації «Сварог Вест Груп» Хмельницької області на тяжкій дисковій бороні АКРІЛ (Франція). Умови проведення дослідження наведені в таблиці 1 (визначалися відповідно до ГОСТ 20915-75) [8].

Таблиця 1 - Умови проведення дослідження

Показник	Значення показника
Тип ґрунту і назва за механічним складом	Чорнозем середньо-суглинковий малогумусний
Рельєф	Рівний
Вологість ґрунту, % по шарах:	
0...5,0 см	8,87
5,1...10,0 см	15,09
10,1...15,0 см	15,95
Твердість ґрунту, МПа по шарах:	
0...5,0 см	0,74
5,1...10,0 см	1,57
10,1...15,0 см	2,45
Засміченість поля поживними рештками, г/м ²	4244
Висота поживних решток, см	54
Попередній обробіток і попередник	Цілина

Лінійний знос діаметра диска визначався за допомогою пристрою схема якого представлена на рис. 1.

Вимірювання проводили в наступній послідовності:

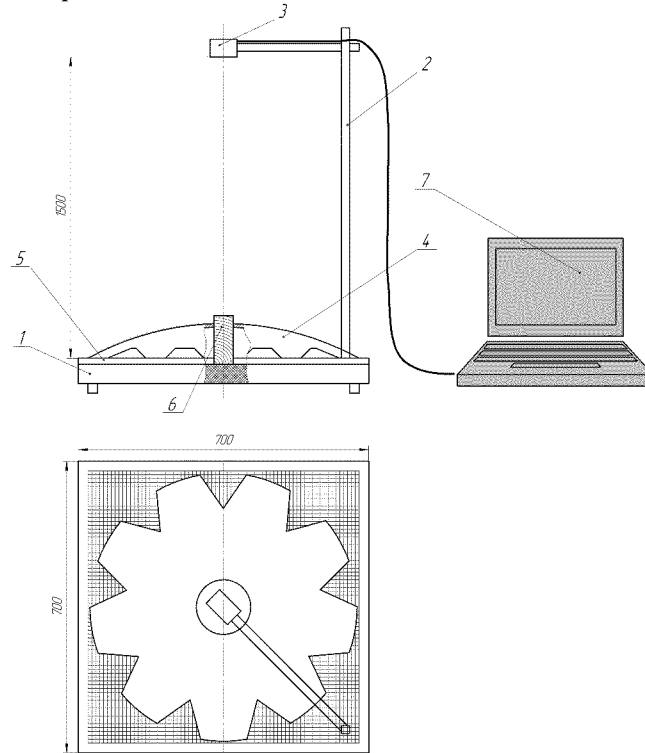
- новий диск встановлювали на пристосування і фотографували, данні передавалися на ПЕОМ і оброблялися за допомогою спеціальної програми.
- після певного напрацювання диск фотографували і за допомогою ПЕОМ визначали різницю відстаней у вибраних напрямках (рис. 2) між початковим та кінцевим контурами.

Даний метод дозволяє спостерігати за динамікою зміни лінійного зносу та форми робочих органів дискових ґрунтообробних знарядь в процесі експлуатаційних випробувань.

За даними про величину зносу визначали коефіцієнт зміни форми при певному напрацюванні:

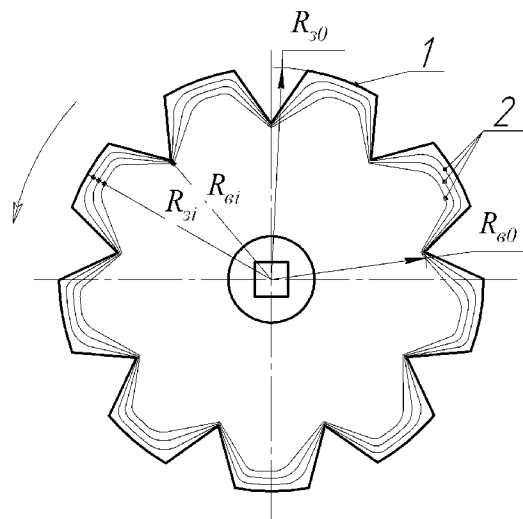
$$K_{zm} = \frac{R_{z0} - R_{срzi}}{R_{e0} - R_{срvi}}, \quad (1)$$

де R_{z0}, R_{e0} – відповідно початковий зовнішній та внутрішній діаметр;
 $R_{срzi}, R_{срvi}$ – відповідно середнє значення зовнішнього та внутрішнього діаметра після певного напрацювання.



1 – основа, 2 – штатив, 3 – цифрова фотокамера, 4 – диск, 5 – координатна сітка, 6 – центральний брус, 7 – ПЕОМ

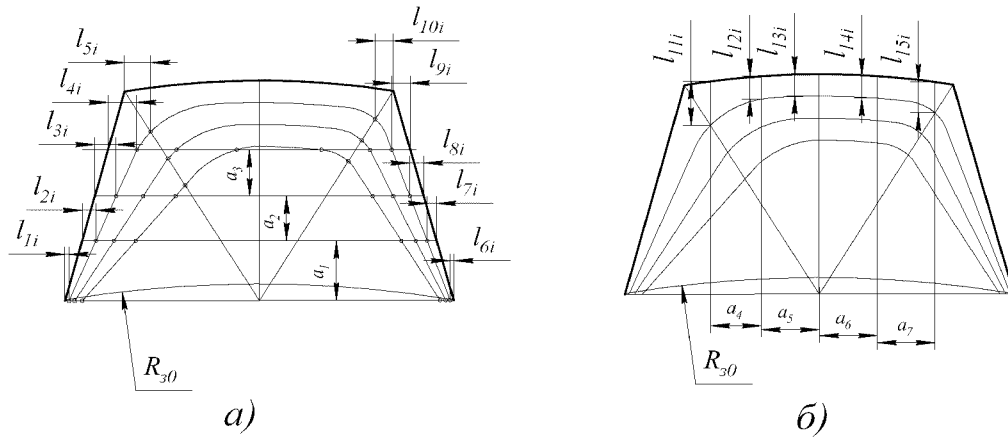
Рисунок 1 – Схема пристосування для визначення лінійного зносу діаметра диска



R_{z0}, R_{e0} – відповідно початковий зовнішній та внутрішній діаметр, R_{zi}, R_{vi} – відповідно зовнішній та внутрішній діаметр після певного напрацювання

Рисунок 2 – Схема визначення зносу робочих органів ДГЗ

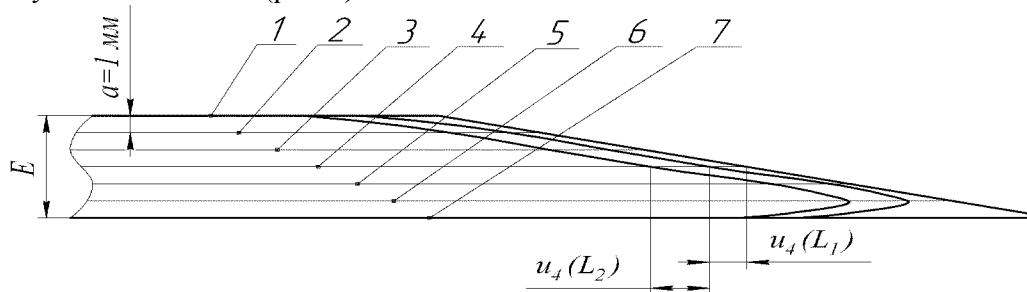
Характер зносу зуба диска, а також зміну конфігурації леза визначали за допомогою відбитків зуба, які в подальшому розрізались поздовж для отримання характеру зносу зуба. Розрізаний відбиток фотографували і за допомогою ПЕОМ дані отримані від цифрової фотокамери оброблялись і вимальовувались контури зуба в масштабі 1:1 і порівнювались з контуром нового зуба. Різницю визначали у вибраних напрямках (рис. 3) між початковими значеннями та значеннями отриманими після певного напрацювання.



а – напрямки вимірювання зносу зуба в горизонтальному напрямку, б - напрямки вимірювання зносу зуба у вертикальному напрямку, R_{30} – початковий внутрішній діаметр диска, a_1 - a_7 - відстань між лініями проведення замірів

Рисунок 3 – Схема визначення лінійного зносу зуба дискового ґрунтообробного знаряддя

Перпендикулярний розріз дозволяв слідкувати за зміною конфігурації леза та за зміною кута заточки леза (рис.4).



E – товщина диска, u – інтенсивність лінійного зносу, a – відстань між лініями проведення замірів

Рисунок 4 – Схема спостереження за зміною конфігурації леза та визначення величини лінійного зносу

Оскільки в процесі абразивного зношування знос відбувається, як по ширині так і по товщині, то були проведені дослідження залежності величини і інтенсивності масового зносу від напрацювання. Зважування диска проводили на лабораторних вагах СР 34001 S фірми «Sartorius» (Німеччина). Клас точності за ГОСТом 24104-1988 – II (високий) [9].

Інтенсивність масового зносу оцінювали за виразом:

$$I_m = \frac{m_0 - m_s}{S}, \quad (2)$$

де m_0 , m_S – відповідно початкова маса (г) диска та його маса після напрацювання S (га).

Дослідження ресурсу в умовах експлуатації проводять згідно ОСТ 70/23.2.7, збір і обробку інформації при випробовуваннях проводять згідно РД 10.2.8. [10].

Висновки

Розроблена методика дозволить дослідити закономірності та характер процесу зношування, динаміку зношування, вплив експлуатаційних факторів на зносостійкість та ресурс дискових робочих органів.

Список літератури

1. С.М Дудак Дискові ґрунтообробні знаряддя, основні параметри та особливості. - Механізація та електрифікація сільського господарства. Вип. 91, 2007.- С. 368.
2. Синееков Г.П., Панов И.М. Теория и расчёт почвообрабатывающих машин. М., «Машиностроение», 1977.- 328с.
3. Горячкин, В.П. Собрание сочинений в трех томах [Текст] / В.П. Горячкин. – М.: Колос, 1965. – Т. I. –720 с
4. Тененбаум М.М. Сопротивление абразивному изнашиванию. М., «Машиностроение», 1976. – 271с.
5. Тененбаум М.М. Износостойкость конструкционных материалов и деталей машин при абразивном изнашивании. М., «Машиностроение», 1966. – 331с.
6. Ткачев В.Н. Работоспособность деталей машин в условиях абразивного изнашивания. М., «Машиностроение», 1995. – 336с.
7. Хрущов М.М., Бабичев М.А., Абразивное изнашивание. М.: Наука, 1970. – 251с.
8. ГОСТ 20925-75 Сельскохозяйственная техника. Методы определения условий испытаний.
9. ГОСТ 24104-88 Весы лабораторные общего назначения и образцовые. Общие технические условия.
10. ОСТ 70/23.2.7-73 Сельскохозяйственная техника. Надежность. Испытания в условиях эксплуатации.

С. Герук, К. Борак

Методика эксплуатационных исследований изнашивания рабочих органов дисковых почвообрабатывающих орудий

Приведена методика эксплуатационных исследований износа рабочих органов дисковых почвообрабатывающих орудий. Разработана методика позволяет исследовать закономерности и характер процесса износа, динамику износа, влияние эксплуатационных факторов на износостойкость и ресурс дисковых рабочих органов.

S. Geruk, K. Borak

Method of operating researches of wear of workings organs of disk soil instruments

The method of operating researches of wear of workings organs of disk soil instruments is resulted. The developed method allows to probe conformities to the law and character of process of wear, dynamics of wear, influence of experimental factors on wearproofness and resource of disk workings organs.

Одержано 12.09.09

Вплив технологічних параметрів процесу розмірної обробки електричною дугою на шорсткість робочої поверхні спряжених пар робочих деталей розділових штампів

В статті описано вплив технологічних параметрів процесу РОД: сили технологічного струму I , що змінюють в межах від 100А до 400А; статичного тиску робочої рідини P_s , що змінюють в межах від 1МПа до 1,4МПа; висоти робочого пояса графітового електрод-інструмента h , що змінюють в межах від 0,5мм до 1,5мм, на шорсткість робочих поверхонь робочих деталей розділових штампів Ra , та доведено можливість застосування способу РОД в сукупності з СКЗ ЕІ для виготовлення спряжених пар робочих деталей розділових штампів.

пуансон, матриця, шорсткість, спряжена пара, розділовий штамп, стійкість розділового штампа

До 70% деталей в сучасному машинобудуванні отримують із застосуванням штампування з використанням розділових операцій і, відповідно, розділових штампів. Вартість виготовлення штампів істотно впливає на вартість отриманих деталей. Щоб знизити собівартість одержуваних деталей, і відповідно знизити ціну кінцевого продукту, необхідно максимально продовжити термін служби штампа. Цього можна досягти шляхом збільшення зносостійкості спряжених робочих деталей штампа, зокрема, забезпечуючи оптимальну шорсткість їх робочої поверхні і забезпечення рівномірного зазору між ними.

Спряжені робочі деталі штампа, пуансон і матрицю, звичайно отримують різними методами обробки різанням на різних верстатах, що, в свою чергу, веде до збільшення собівартості штампа та часу його виготовлення. В теперішній час для виготовлення спряжених робочих деталей штампа все більше застосовують електрофізичні та електрохімічні методи зокрема електроерозійні методи обробки (ЕЕО). Ці методи дозволяють знизити собівартість штампа та зменшити час його виготовлення.

Використання робочих поверхонь розділових штампів при вирубіванні та пробиванні, отриманих ЕЕО без якої-небудь наступної доробки зменшує собівартість його виготовлення, а також знижується трудомісткість його виготовлення, при цьому можливо в три – п'ять разів підвищити його зносостійкість[1,2,3], так наприклад стійкість розділових штампів для деталей з сталі 35 товщиною 3мм [4], пуансони і матриці яких були виготовлені за допомогою ЕЕО на режимах, що забезпечують висоту нерівностей профілю в межах $Rz=5...15\mu m$, не нижче стійкості штампів, шорсткість робочих поверхонь котрих доведена слюсарно-механічним методом до $Ra=0,2...0,5\mu m$.

Спосіб розмірної обробки електричною дугою (РОД) [5] порівняно з відомими методами електроерозійної обробки відрізняється високою продуктивністю, а застосування в сукупності з РОД способу керованого зносу електрод-інструменту (СКЗ

ЕІ) дозволяє отримувати рівномірний зазор між спряженими парами робочих деталей розділового штампа.

Відомим є спосіб одержання безступеневого пуансона (рис.1) графітовим електрод-інструментом (ЕІ), що має визначений робочий поясok h [6]. В ході експериментальних досліджень встановлено залежність між основними технологічними характеристиками процесу РОД (сила технологічного струму I , статичний тиск робочої рідини P_s , висота робочого пояса ЕІ h) та шорсткістю робочої поверхні пуансона. Склад робочої рідини масло „Індустріальне-12” – 50%, гас освітлювальний – 50%, матеріал заготовки – сталь У10А, матеріал ЕІ – МПГ7, полярності електродів – зворотна.

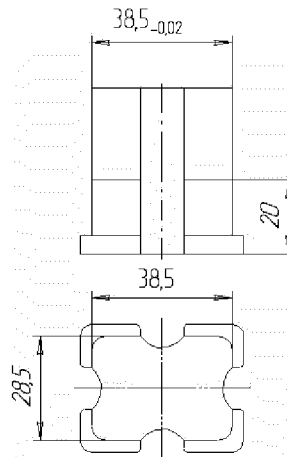


Рисунок 1 – Безступеневий пуансон

На підставі отриманих результатів описано математичну модель шорсткості робочої поверхні безступеневого пуансона, що має наступний вигляд, мкм:

$$Ra = 4,477 \cdot I^{0,126} \cdot P_s^{-0,362} \cdot h^{0,844} \quad (1)$$

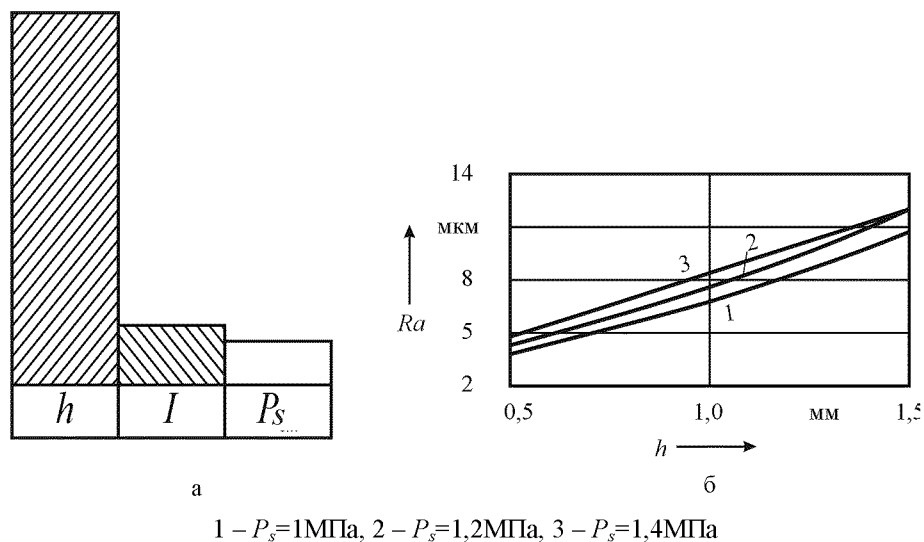


Рисунок 2 – Степінь впливу факторів на шорсткість поверхні Ra (а) та залежність Ra від h та P_s ($I=100A$) (б)

На підставі ранжування факторів (рисунок 2) встановлено, що шорсткість поверхні визначається перш за все величиною робочого пояса електрод-інструмента

h , другим по степеню впливу фактором є сила технологічного струму I , третім – статичний тиск робочої рідини P_s .

Відомим є спосіб одержання ступінчастого пуансона [7] (рис.3) для якого необхідно встановити залежність між основними технологічними характеристиками процесу РОД та шорсткістю робочої поверхні пуансона. З метою досягнення найкращої якості робочої поверхні пуансона, встановлено постійну мінімально можливу висоту робочого пояса графітового ЕІ. Сила технологічного струму I змінювалася в межах від 100А до 400А, статичний тиск робочої рідини P_s змінювався в межах від 1МПа до 1,4МПа. Склад робочої рідини масло „Індустріальне-12” – 50%, гас освітлювальний – 50%, матеріал заготовки – стальУ8А, матеріал ЕІ – МПГ7, полярності електродів – зворотна.

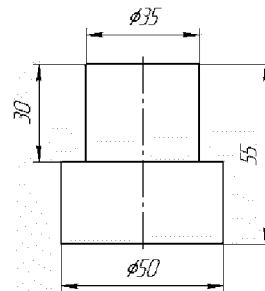


Рисунок 3 – Ступінчастий пуансон

На підставі отриманих результатів описано математичну модель шорсткості робочої поверхні ступінчастого пуансона, що має наступний вигляд, мкм:

$$Ra = 0,481 \cdot I^{0,676} \cdot P_s^{-0,708}. \quad (2)$$

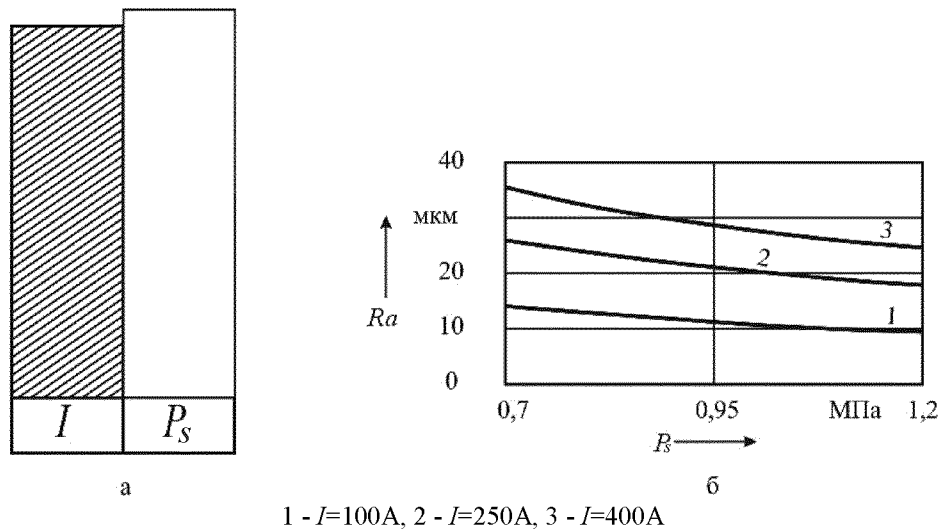


Рисунок 4 – Степінь впливу факторів на шорсткість поверхні Ra (а) та залежність Ra від P_s та I (б)

На підставі ранжування факторів (рисунок 4) встановлено, що шорсткість поверхні визначається перш за все статичним тиском робочої рідини P_s , другим по степеню впливу фактором є сила технологічного струму I .

Різниця в ступені впливу основних технологічних характеристик процесу сили технологічного струму I та статичному тиску робочої рідини P_s в математичних

моделях шорсткості безступеневого та ступінчастого пуансонів пояснюється різними гідродинамічними умовами течії робочої рідини.

Для визначення впливу основних технологічних характеристик процесу РОД на шорсткість робочої поверхні матриці проведено серію експериментів під час яких сила технологічного струму I змінювалася в межах від 100А до 400А, статичний тиск робочої рідини P_s змінювався в межах від 1МПа до 1,4МПа. Склад робочої рідини масло „Індустріальне-12” – 50%, гас освітлювальний – 50%, матеріал заготовки – сталь9ХС, матеріал ЕІ – сталь45, полярності електродів – пряма.

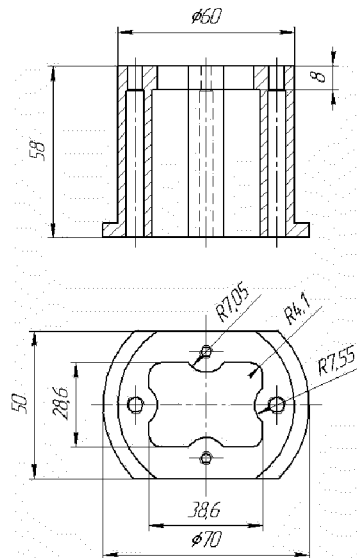


Рисунок 5 – Матриця

На підставі отриманих результатів описано математичну модель шорсткості робочої поверхні матриці, що має наступний вигляд, мкм:

$$Ra = 7,551 \cdot I^{0,091} \cdot P_s^{-0,182} \quad (3)$$

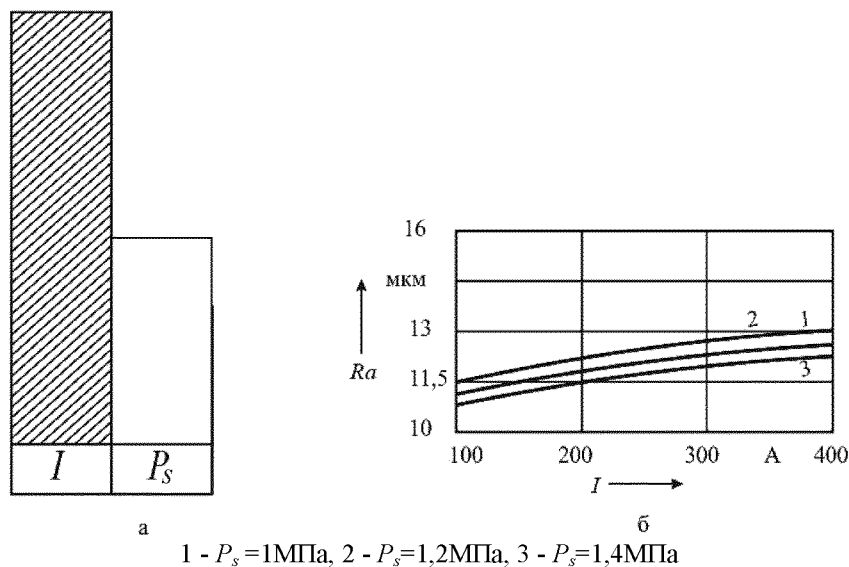


Рисунок 6 – Степінь впливу факторів на шорсткість поверхні Ra (а) та залежність Ra від I та P_s (б)

На підставі ранжування факторів (рисунку 6) встановлено, що шорсткість поверхні визначається перш за все силою технологічного струму I , другим по степеню впливу фактором є статичний тиск робочої рідини P_s .

Описано вплив основних технологічних параметрів процесу РОД, а саме: сили технологічного струму I , що змінюють в межах від 100А до 400А; статичного тиску робочої рідини P_s , що змінюють в межах від 1МПа до 1,4МПа; висоти робочого пояса графітового електрод-інструмента h , що змінюють в межах від 0,5мм до 1,5мм, на шорсткість робочих поверхонь робочих деталей розділових штампів Ra , що складає 3,6...28мкм, та показано, що РОД дозволяє реалізувати технологічні процеси виготовлення робочих деталей розділових штампів, забезпечуючи оптимальну шорсткість робочих поверхонь.

Список літератури

1. Артамонов Б.А., Волков Ю.С., Дрожазова В.И. и др. Электрофизические и электрохимические методы обработки материалов -М.: Высш.шк., 1983.
2. Синяговский А.Ф., Определение начальной эксплуатационной шероховатости поверхности разделительных штампов при электроэрозионном изготовлении. "Электрофизические и электрохимические методы обработки": Научно-технический реферативный сборник, - М: НИИмаш, 1983.- №4.
3. Синяговский А.Ф., Кравец А.Д., Э.Д.Браун. Научно-технический реферативный сборник "Электрофизические и электрохимические методы обработки".- М: НИИмаш., 1981.- №7.
4. Фотеев Н. К. Технология электроэрозионной обработки. – М.: Машиностроение, 1980.– 184 с. ил. – (Б-ка технолога).
5. Носуленко В. І. Розмірна обробка металів електричною дугою: Автореф. дис. д-ра техн. наук: 05.03.07. /Кіровоградський держ. техн. ун-т. – К.: 1998. – 32 с.
6. В.І.Носуленко, В.М.Шмельов Особливості технології розмірної обробки електричною дугою спряжених пар пуансонів і матриць. Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету/ техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. / - Вип. 15.– КНТУ.
7. Деклар. Пат. 69535 А Україна, МПК В23Н1/00,В23Н1/02. Спосіб розмірної обробки ступінчастих стержнів електричною дугою / В.І.Носуленко, О.С.Чумаченко, П.М.Великий, В.М.Шмельов (Україна). - №2003076057; Заявл.01.07.2003; Опубл. 15.09.2004,Бюл.№9.

В.Носуленко, В.Шмельов

Влияние технологических параметров процесса размерной обработки электрической дугой на шероховатость рабочей поверхности сопрягаемых пар рабочих деталей разделительных штампов

В статье описано влияние технологических параметров процесса РОД: силы технологического тока I , изменяющийся в пределах от 100А до 400А; статического давления рабочей жидкости P_s , изменяющееся в пределах от 1МПа до 1,4МПа; высоты рабочего пояса графитового электрода-инструмента h , изменяющаяся в пределах от 0,5мм до 1,5мм, на шероховатость рабочих поверхностей рабочих деталей разделительных штампов Ra , и доказана возможность применения способа РОД в совокупности с СКЗ ЕІ для изготовления сопрягающих пар рабочих деталей разделительных штампов.

V.Nosulenko, V.Shmelyov

Influence of technological parameters of process of dimensional processing by an electric arch on a roughness of a working surface of interfaced pairs working details of dividing stamps

In article influence of technological parameters of process of dimensional processing by an electric arch is described: forces of a technological current I , changing in limits from 100А to 400А; static pressure of the working liquid P_s , changing in limits from 1МПа to 1,4МПа; heights of a working belt of the graphite electrode-tool h , changing in limits from 0,5mm to 1,5mm, on a roughness of working surfaces of working details of dividing stamps Ra , also possibility of application of a way of dimensional processing by an electric arch in

aggregate in the way of operated deterioration an electrode-tool for manufacturing of conjugating pairs working details of dividing stamps is proved.

Одержано 20.09.09

Л.Ф.Головко, проф., докт. техн. наук,

Київський національний технічний університет України «КПІ»

О.Й. Мажейка, проф., канд. техн. наук, С.І.Маркович, доц., канд. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

Лазерне наплавлення та термомеханічна обробка композиційних матеріалів з пам'яттю форми

В статті викладені положення концепції лазерного наплавлення композиційних покриттів з пам'яттю форми, досліджено особливості структуроутворення і властивостей матеріалів з поверхнево-модифікованим шаром із сплаву з пам'яттю форми на основі TiNi, сформованим при лазерній дії. Розроблено технологічний процес поверхневого модифікування з поетапною термічною обробкою і термомеханічним тренуванням шляхом поверхневої пластичної деформації з обтисканням або обкаткою **композиційні матеріали, інтерметаліди, лазер, випромінювання, мартенсит, зносостійкість**

Матеріали з пам'яттю форми (МПФ) були відкриті в кінці 60-х років цього століття. Вже через 10 років (кінець 70-х - початок 80-х) з'явилася безліч повідомлень в наукових журналах, що описують різні можливості їх застосування. В даний час для МПФ визначені функціональні властивості: одно- і двосторонній ефект пам'яті, псевдо- або супер еластичність, висока заглушаюча здатність [1].

Значний внесок до дослідження МПФ і розширення областей їх використання внесли ряд учених: С.П.Беляєв, С.В.Добаткін, Ю.Н.Коваль, В.Г.Курдюмов, В.А.Ліхачев, С.М.Вейман, Я.Ван-Хумбек, Д.І.Лі, С.Міязаки, К.Ооцука та ін. [2,3].

Такі матеріали проявляючи високі еластичні властивості, здатні змінювати свою форму при зміні температури і не руйнуватися в умовах знакозмінного навантаження. Для інтерметалідів TiNi з складом, близьким до евтектичного, характерний перехід від кубічної (аустенітної фази) до моноклінної (мартенситної) фази при кімнатній температурі. Такі перетворення зазвичай відбуваються в сплавах при високій напрузі, але в результаті наявності ефекту пам'яті або супер еластичності перетворення можуть відбуватися і при низькій напрузі. Аустенітні сплави TiNi проявляють супер еластичну поведінку при механічних навантаженнях і розтягуванні (8%), викликаних мартенситним перетворенням. При розвантаженні мартенсит стає нестабільним і переходить в аустеніт, з компенсацією всієї макроскопічної напруги [2,3].

Мартенситне перетворення – поліморфне перетворення, при якому зміна взаємного розташування складових кристал атомів відбувається шляхом їх впорядкованого переміщення, причому відносні зсуви сусідніх атомів малі в порівнянні з міжатомною відстанню.

Недавні дослідження TiNi-сплавів показали, що супер еластична поведінка приводить до підвищення зносостійкості. Псевдо еластична поведінка зменшує область пружного контакту під час ковзання. Зменшення області пружного контакту між двома ковзаючими частинами збільшує зносостійкість матеріалу.

Сплави з пам'яттю форми отримують шляхом сплаву індивідуальних компонентів. Розплав швидко охолоджують і проводять високотемпературну обробку [3].

Не зважаючи на те, що використання МПФ в машинобудуванні має великі перспективи, застосовувати сплав TiNi як конструкційний матеріал економічно недоцільно через високу вартість самого матеріалу. В зв'язку з цим актуальним завданням є створення ресурсозберігаючих технологій шляхом поверхневого модифікування МПФ на основі нікеліду титану і дослідження структурно-механічних і функціональних властивостей отримуваних композицій.

Для машинобудування інтерес представляють масивні поверхневі шари із сплаву TiNi, що здатні забезпечити функціональні властивості і працювати в складних умовах навантаження. Але не зважаючи на значний об'єм досліджень структури, властивостей і застосувань TiNi-сплавів, фізико-механічні характеристики покриттів з цих матеріалів залишаються маловивченими.

Метою роботи було дослідження особливостей структуроутворення і властивостей матеріалів з поверхнево-модифікованим шаром із сплаву з пам'яттю форми на основі TiNi, сформованим при лазерній дії, з метою забезпечення функціонально-механічних властивостей деталей.

Аналіз відомих способів управління структурою і властивостями сплавів системи Ti-Ni дозволив розробити основну методику забезпечення функціонально-механічних властивостей TiNi-шарів. Зіставлення можливостей різних методів формування покриттів із спеціальними властивостями указує на переваги способу структурної організації поверхневих шарів сплаву TiNi при лазерній дії.

Теоретична модель. Як модель композиції «сталь-сплав TiNi» був прийнятий двошаровий матеріал: для TiNi-покриття реалізовувалася теплофізична модель тонкої пластини, для сталевих основи - напів нескінченного тіла. У одновимірній постановці поле температур описується системою диференціальних рівнянь теплопровідності. Основоположні рівняння теплопередачі були скоректовані згідно уявленням про геометрію зони плавлення з урахуванням положення фронту кристалізації $h(\tau)$ і рішення відшукували за відповідних граничних умов:

– зона 1 (рідкий розплав):

$$\frac{1}{a_1} \cdot \frac{\partial T_1}{\partial \tau} = \frac{\partial^2 T_1}{\partial z^2} \text{ при } \tau > 0, h(\tau) \leq z \leq \infty, \quad (1)$$

$$\text{при } z = h(\tau) \quad T_2(0, \tau) = T_{12}(0, \tau);$$

– зона 1-2 (твердий розчин):

$$\frac{1}{a_{12}} \cdot \frac{\partial T_{12}}{\partial \tau} = \frac{\partial^2 T_{12}}{\partial z^2} \text{ при } \tau > 0, 0 \leq z \leq h(\tau), \quad (2)$$

$$\text{при } z = h(\tau) \quad \lambda_{12} \cdot \frac{\partial T_{12}}{\partial z} - \lambda_1 \cdot \frac{\partial T_1}{\partial z} = \rho \cdot L \cdot \frac{dh}{d\tau}, \quad (3)$$

$$\lambda_{12} = \lambda_{1П} = V_{1П} \cdot N_k \cdot 2 \ln(\lambda_{1C}); \quad (4)$$

– зона 2 (основа):

$$\frac{1}{a_2} \cdot \frac{\partial T_2}{\partial \tau} = \frac{\partial^2 T_2}{\partial z^2} \text{ при } \tau > 0, -\infty \leq z \leq 0, \quad (5)$$

де T_1, T_{12}, T_2 – температури;

a_1, a_{12}, a_2 и $\lambda_1, \lambda_{12}, \lambda_2$ – температуро- і теплопровідності зон 1, 1-2, 2;

ρ - щільність сплаву;

L – прихована теплота кристалізації;

N_k и $V_{1П}$ – координатне число и об'ємна фракція часток порошку ПН55Т45.

Теплофізичні характеристики інтерполювалися згідно з довідковими даними. Для знаходження розподілу температури по глибині використовували метод інтегральних перетворень Фур'є. При розрахунку за допомогою програми MathCAD отримані температурні залежності на різній глибині шару TiNi (0,15 мм) і сталевій основі (30ХГСА). На стадії охолодження рішення по вигляду симетрично з нагрівом.

Розподіл поля температур (рис. 1) дозволив оцінити температурні умови формування TiNi - покриття і заздалегідь оцінити його товщину.

Методика проведення експериментів. Лазерне наплавлення проводилося пошарово на стандартних сталевих зразках прямокутного (10 × 5 мм, сталі 40Х та сталі 12Х18Н9Т) і круглого (\varnothing 10 мм, сталь 30ХГСА) поперечного перетину в

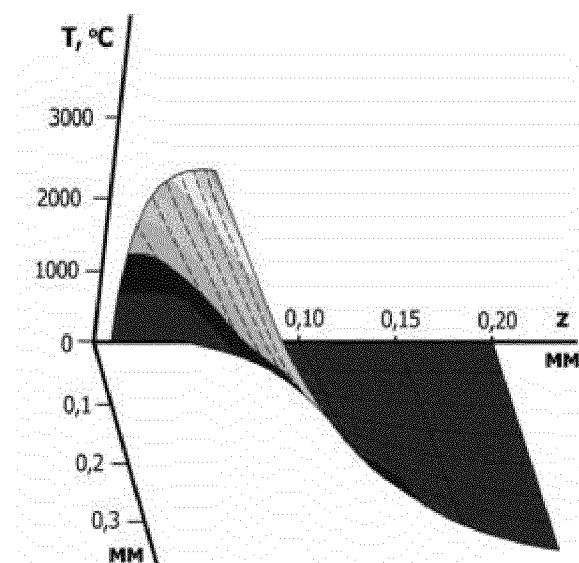


Рисунок 1 – Теплове поле по глибині шару z , мм, сплаву TiNi і площі плями нагріву 0,4 мм²

імпульсному режимі на модернізованій установці Квант-18 (АІГ, λ =1,06 мкм) в захисному середовищі аргону. Для наплавлення використовували порошковий нікелід титана еквіатомного складу (ПН55Т45, НВО «Тулачермет», розмір фракцій – 50-150 мкм), а також чистий нікель (ПНК1-ВЛ7) у вигляді проміжних тонких підшарів в з'єднанні сталь-TiNi. Після формування TiNi-покриття його піддавали поетапному повному термомеханічному циклу (ТМЦ) обробки. Термообробка (відпал в інертному середовищі) проводився в електропечі опору з мікропроцесорним регулятором температури ЕКПС V-50. Термомеханічне тренування здійснювалося методом поверхневої пластичної деформації (ППД) по двох схемах: методом обкатки циліндрових поверхонь і обтискання плоских поверхонь. Дослідження проводилися в умовах кімнатних і низьких температур. Обкатку проводили за допомогою спеціального трьох роликового пристосування, що встановлюється в супорті токарного верстата 1А616.

Металографічні дослідження проводилися на мікроскопах ІМЦ-100, МІМ-8, Neofot-21 (Carl Zeiss Jena) і растровому скануючому мікроскопі JSM-840 (JEOL).

Рентгенофазовий аналіз – на дифрактометрах TUR M62 і Дрон-3 (у $\text{Cu-K}\alpha$ випромінюванні), хімічний, – на дифракційному стилоскопі СЛ-13 і мікроаналізаторі мікроскопа JSM-840, дюрOMETричний – на приладі ПМТ-3. Товщина шару TiNi контролювалася магнітними ультразвуковими товщиномірами МТ-2007, МПТ-01.

Результати експериментів. При імпульсній лазерній обробці, на відміну від інших методів, отримання інтерметалідного TiNi-покриття на будь-яких сталях можливе і без

матриці, що пов'язує. Для забезпечення якісного з'єднання використовували адгезійні підшари чистого нікелю ($\delta=0,05$ мм).

Формований TiNi-шар зазнає трансформацію первинного складу в межах $\sim 1\%$ у зв'язку з деякою летючістю титану при наплавленні (складає 50,8-51 ваг.% Ni). Характер розподілу хімічних елементів по товщині шару показаний на рис. 2, зміст Ti і Ni на межі знижується до 20%.

В результаті обробки експериментальних даних за допомогою статистичного регресійного аналізу в середовищі SPSS Statistica 6.0 отримані математичні моделі процесу лазерного наплавлення сплаву TiNi. Проведена оптимізація товщини

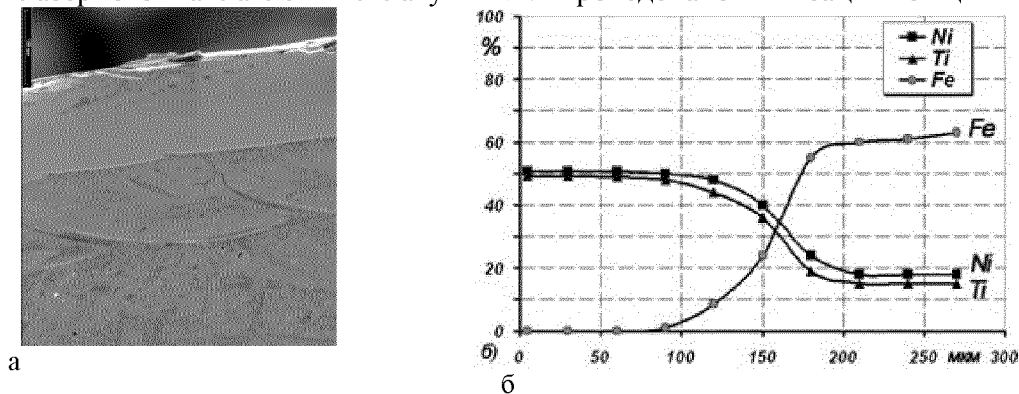


Рисунок 2 – Мікроструктура сталі 30ХГСА з TiNi-слоєм – а), $\times 500$. Характер розподілу основних елементів по товщині TiNi-слоя – б)

покриття, що наноситься, лінійної і кутової швидкості обробки, діаметру плями сфокусованого лазерного випромінювання, його щільності і тривалості.

Визначені оптимальні режими, що приводять до формування TiNi-покриття товщиною $\delta = 0,12-0,50$ мм и твердістю, що досягає 8-9 ГПа. Шари B2-сплавів TiNi мають ультра мікрокристалічну будову з розміром зерна, що змінюється по глибині від 0,2-0,7 мкм, і їх щільністю $\sim (0,356-0,589) \cdot 10^9 \text{ мм}^{-2}$ (рис.3). Основний фазовий склад – аустенітна B2-фаза, побічні фази (не більше 5%) – інтерметалідна η -фаза TiNi_3 , оксиди титана.

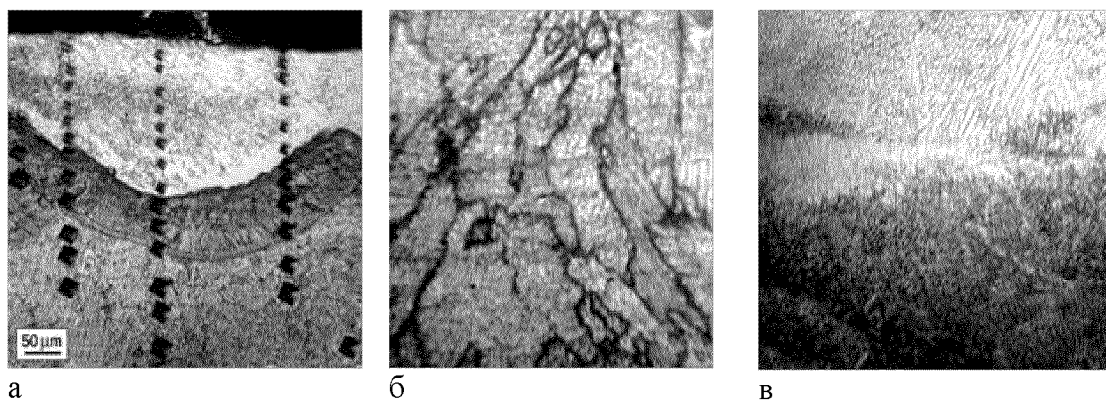


Рисунок 3 – Мікроструктура сталі 12Х18Н9Т з TiNi-шаром (а), $\times 400$, і перехідного шару (б), $\times 800$. Прикордонна зона лазерного наплавлення TiNi на сталь 30ХГСА, $\times 2420$ (в)

Для TiNi - шару характерна направлена кристалізація структури, над дрібне зерно, у край складна травимість. Ширина перехідної зони складає $0,05 \div 0,1$ мм, структура граничного шару складається з переважно крупних зерен, витягнутих по напрямку відведення тепла (рис.3).

При послідовному циклі термомеханічного тренування (при ППД з охолодженням до криогенних температур) попередня деформація по товщині шару не перевищувала 10%, сталева основа деформувалась в пружній області. Цілеспрямоване ППД в комбінації з температурою формує ефект оборотної пам'яті форми. При порівнянні локального обтискання шару ($\sigma=280-600$ МПа) і обкатки ($P=100\div 500$ Н) якнайкращі характеристики стабільності структури по глибині спостерігаються після трьох зворотно-поступальних проходів трьома роликками при зусиллі 100 Н і деформацією на величину $\varepsilon=8$ і 10%. Після ППД спостерігається рівномірне подрібнення структури (не більше 0,1-0,2 мкм з щільністю $\sim 0,7109 \cdot \text{мм}^{-2}$), яскраво виражена анізотропія форми. Основний фазовий склад сплаву Ti-51ваг. % Ni складає: фаза B2 – $\sim 94,5 \div 95$ %, B19' – $\sim 5 \div 5,5$ %.

Циклічну довговічність сталі з TiNi - шаром після лазерного наплавлення згідно запропонованому механізму (нехтуючи тиском шарів σ_v) можна визначити відповідно до рівняння :

$$N^p = \frac{\alpha \cdot Q}{\sigma_1 \cdot \varepsilon_{\text{pal}} \cdot (1 + \nu \cdot \mu)}, \quad (6)$$

де σ_1 і ε_{pal} - амплітуди головної напруги і пластичної деформації;

μ - коефіцієнт Пуассона;

$\nu = \sigma_2 / \sigma_1$ - відношення амплітуд головної напруги.

Підвищення циклічної довговічності обумовлене зменшенням роботи пружно-пластичної деформації. Реальним методом дії на стан структури є комбінована обробка, що включає в різних варіантах ТО і ППД.

Експериментальне підтвердження цьому було отримано вже на етапі термообробки: довговічність підвищується до початкової, а після циклу обробки з ППД сталей з TiNi-покриттями на одному і тому ж рівні амплітуди деформації ε_a при мало цикловому навантаженні і при сумісній дії з реверсивним тертям – зростає відповідно в 2 і 1,5 разу.

На етапі лазерного наплавлення висока зносостійкість TiNi - шарів зв'язана, в основному, з високою твердістю поверхні. При подальшому стабілізуючому відпалі і в сукупності відпалу з ППД стимулюється зростання релаксаційних здібностей TiNi, що обумовлює свого роду адаптацію до умов тертя. В результаті остаточного формування комплексу функціонально-механічних властивостей, інтенсивність зношування покриття в 4 рази менша, ніж сталі.

Висновки. Отримано чисельне рішення теплової задачі імпульсного лазерного наплавлення нікеліду титану на сталь, що характеризує температурні умови організації структури TiNi - покриття.

Розроблені статистичні моделі технологічних параметрів процесу лазерного наплавлення нікеліду титану, що дозволяють оптимізувати структурно-механічні властивості та забезпечують формування ультра мікрокристалевих шарів B2-сплавів TiNi.

Для отриманого матеріалу розроблений технологічний процес поверхневого модифікування з поетапною термічною обробкою і термомеханічним тренуванням шляхом поверхневої пластичної деформації з обтисканням або обкаткою, що дозволяє використовувати ефекти пам'яті форми поверхневого шару сплаву TiNi.

Список літератури

- 1 J Van Humbeeck / Materials Science and Engineering A273-275 (1999) 143-148.
- 2 R. Vaichyanathan et al. / Acta mater. Vol47 №12, pp.3353-3366, 1999.
- 3 J. Uchil et al. / Physica B 253 (1998) 83-89.
4. Бледнова Ж.М., Чаевский М.И, Будревич Д.Г., Степаненко М.А. Использование порошков никелида титана для получения поверхностных слоев, обеспечивающих функциональные свойства деталей // Новые перспективные материалы и технологии их получения: Сб. науч. тр. Междунар. конф. – Волгоград: ВГТУ, 2004. –Т.1.– С.170-171.

Л.Головко, А. Мажейка, С.Маркович

Лазерное наплавление и термомеханическая обработка композиционных материалов с памятью формы

В статье изложены положения концепции лазерного наплавления композиционных покрытий с памятью формы, исследованы особенности структурообразования и свойств материалов с поверхностно модифицированным слоем из сплава с памятью формы на основе TiNi, сформированным при лазерном действии. Разработан технологический процесс поверхностного модифицирования с поэтапной термической обработкой и термомеханической тренировкой путем поверхностной пластической деформации с обжатием или обкаткой.

L.Golovko, A. Mazheyka, S.Markovich

The laser causing and thermo mechanical treatment of composition materials with memory of form

In the articles the expounded positions of conception of the laser causing of composition coverages are with memory of form, the features of gelation and properties of materials are investigational with the superficially modified layer from an alloy with memory of form on the basis of TiNi, formed at a laser action. The technological process of the superficial retrofitting is developed with stage-by-stage heat treatment and thermo mechanical training by a superficial flowage with a preload or rolling.

Одержано 22.09.09

УДК 621.793.620.172

Ф.Й. Златопольский, доц., канд. техн. наук

Кировоградский национальный технический университет

В.Н. Лопата, доц., канд. техн. наук

Киевский национальный университет технологий и дизайна

А.В. Шалыгин, ассистент, С.В. Налбадьян, инженер

Одесская национальная академия пищевых технологий

Исследование защитных свойств газотермических покрытий используемых в пищевом производстве конструкционных элементов оборудования

В зависимости от характера изменения электродного потенциала, во времени, можно предполагать какой из процессов (растворение и пассивация) имеет место. Активизация поверхностных ионообменных процессов сопровождается снижением электродного потенциала, что приводит к увеличению термодинамической вероятности анодного процесса растворения материала. Путем

проведения сравнительного анализа результатов можно прогнозировать, какой из рассмотренных материалов и способов их нанесения обеспечит наилучшую протекцию поверхности.

коррозия, электрохимический потенциал, защитное покрытие, агрессивная среда, плотность тока коррозии

Введение. Долговечность и надежность машин, зависят от характера окружающей и рабочей среды. На эффективность использования деталей машин существенное влияние оказывает степень их защищенности от коррозии.

В настоящее время разработаны различные методы газотермического напыления для защиты от коррозии: плазменный, электродуговой, газопламенный, высокочастотный, детонационный. Однако более широкое применение для защиты от коррозии используются методы газопламенного напыления и электродуговой металлизации.

Целью настоящей работы является оценка защитных свойств покрытий на неблагородных сталях типа сталь 2, сталь 3 и 08КП, используемых в пищевом производстве конструкционных элементов оборудования, при условии контакта изделий с полуфабрикатами хлебной промышленности.

В качестве объектов исследования выступали системы покрытие–подложка. Роль покрытия выполняла бронза, нанесенная способом активированной электродуговой металлизацией.

В качестве предметов исследования рассматривались: исследование кинетики изменения потенциала во времени, потенциодинамические исследования.

Общеизвестным является факт, что электрохимический потенциал является термодинамической функцией активности поверхности, позволяющей проводить сравнительный анализ [1, 2, 3, 4, 5]. Кинетика изменения потенциала позволяет следить за активацией либо пассивацией поверхности в ходе развития электрохимических процессов на ней. Однако по значению потенциала нельзя судить об количественных

электрохимических показателях, таких как скорость растворения поверхности, массовые потери материала поверхности. Для оценки полуколичественного критерия интенсивности растворения поверхности пользовались потенциодинамическим методом.

Алгоритм исследования такой:

- а) выделение рабочей области на поверхности испытуемого образца с фиксированной площадью;
- б) приготовление среды для испытаний;
- в) снятие хронограммы потенциала образца в данной среде;
- г) потенциодинамические исследования;
- д) обработка данных и построение хронограмм и потенциодинамических кривых;
- е) расчет плотностей тока растворения поверхности.

Объекты и методы исследования. Как было упомянуто выше, в качестве объектов исследования выступали образцы, одной из перечисленных сталей, покрытых защитными бронзовыми покрытиями, нанесенными активированной электродуговой металлизацией. Подготовка образцов предусматривала следующие операции: припаивание проводника к образцу, нанесения слоя смеси парафина с канифолью на поверхность за исключением рабочего фрагмента.

Методика проведения лабораторных испытаний. Была приготовлена агрессивная среда следующего состава: 100 г воды, 3 г поваренной соли, 45 г муки 0,5 г дрожжей. Упомянутая среда имитирует густую опару пшеничного теста.

Суть метода хронограмм потенциалов заключается в следующем:

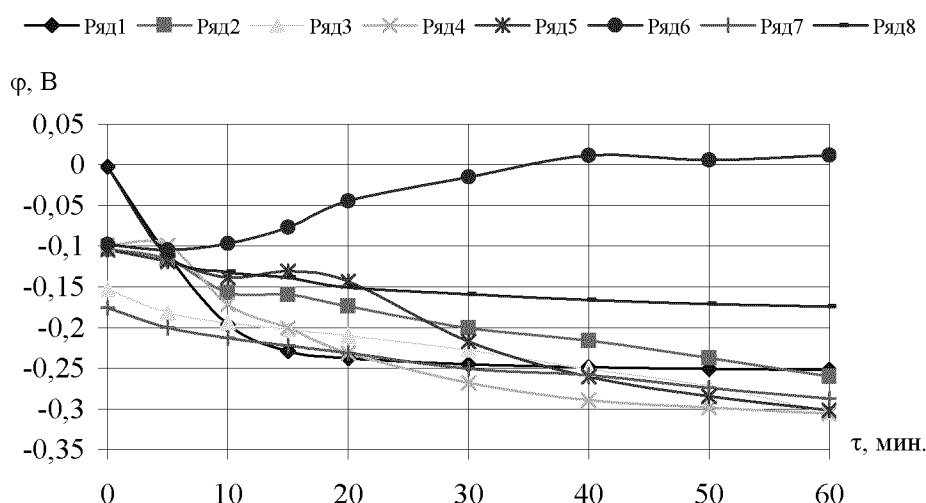
- а) собирается электрическая цепь, состоящая из электрода сравнения и испытуемого образца. В нашей ситуации в качестве электрода сравнения использовался насыщенный хлорсеребряный электрод;
- б) предварительно подготовленный образец (подготовленные образцы) вместе с электродом погружаются в агрессивную среду;
- в) в момент погружения, и через некоторые промежутки времени фиксируются значения ЭДС цепи, в качестве индикационного прибора использовался потенциостат ПИ-50.1, работающий в режиме милливольтметра;
- г) по полученным данным строились графики зависимости потенциалов образцов от времени.

В зависимости от характера изменения электродного потенциала, во времени, можно предполагать какой из процессов (растворение и пассивация) имеет место. Активизация поверхностных ионообменных процессов сопровождается снижением электродного потенциала, что приводит к увеличению термодинамической вероятности анодного процесса растворения материала. Путем проведения сравнительного анализа результатов можно прогнозировать, какой из рассмотренных материалов и способов их нанесения обеспечит наилучшую протекцию поверхности. Это основная причина, по которой был выбран метод хронограмм (кинетика электродного потенциала).

Обсуждение результатов исследования. На рисунке 1 представлены результаты измерения усредненных значений потенциалов образцов с бронзовыми покрытиями, в течение часа после определенного периода предварительного пребывания в среде. Результаты математической обработки данных не приводятся – в этом нет острой необходимости. Помимо усредненных данных значений потенциалов, приведены значения для каждого из образцов (см. приложения 2). Полученные данные позволяют судить о более высокой дисперсии значений потенциалов (относительно среднего) в момент погружения и первый, небольшой

промежуток времени после погружения. На наш взгляд, подобное может быть связано с не однородностью покрытий. А в первый период времени, как правило, коррозионные процессы наиболее интенсивны и наименее равновесны, что связано с постоянным изменением соотношения площадей катодных и анодных участков металлического материала. Мы предполагаем, что в первый двадцатиминутный промежуток времени самые крупные поры покрытия заполняются агрессивной средой и коррозионные процессы протекают преимущественно в них. Затем накапливается определенное количество продуктов коррозии в порах, и устанавливается некоторое коррозионное равновесие, что способно объяснить меньшее рассеивание значений потенциалов в интервале варьирования, в сравнении с первым промежуток времени. Из рисунка 1 видно, что во всех случаях кроме варианта №7 значения потенциалов уменьшаются.

Этот факт можно объяснить интенсификацией коррозионных процессов, протекающих под покрытием. Увеличение потенциала в случае образцов №7 может быть связано с накоплением продуктов коррозии в порах покрытия, что препятствует дальнейшему проникновению среды. Этот факт может быть связан с понятием лимитирующего радиуса поры в покрытии. Так как корреляция результатов электрохимических исследований всех образцов со средним, в аналогичные промежутки времени, для остальных покрытий схожа с 1, то в приложении 1 приведены лишь таблицы данных без дополнительных объяснений.



1 – с момента погружения (ряд 1); 2– через час после погружения (ряд 2); 3–через четыре часа после погружения (ряд 3); 4 – через сутки после погружения (ряд 4); 5–через 4 суток после погружения (ряд 5); 6–через неделю после погружения(ряд 6); 7–через 2 недели после погружения(ряд 7); 8–через месяц после погружения (ряд 8)

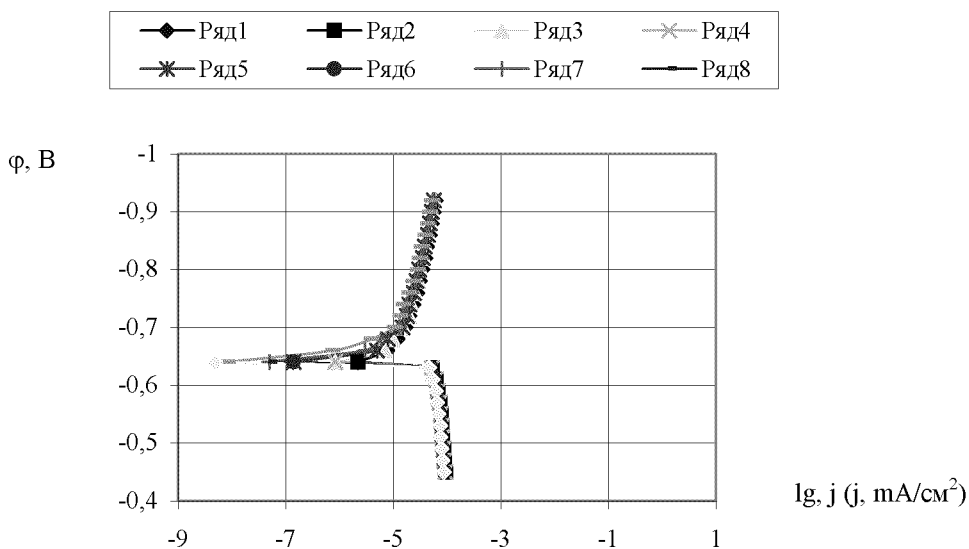
Рисунок 1 – Значения потенциалов образцов с покрытиями по отношению к насыщенному хлорсеребряному электроду

В табл. 1 сведены значения плотностей токов коррозии, рассчитанных по уравнению Стерна-Гири (Вагнера-Трауда).

Таблица 1 - Значения плотностей токов коррозии

Время после погружения	Плотность тока растворения, мА/см ²
1 ч	$2 \cdot 10^{-4}$
2 ч	$1,2 \cdot 10^{-4}$
4 ч	$0,8 \cdot 10^{-4}$
24 ч	$0,6 \cdot 10^{-4}$
4 суток	$0,54 \cdot 10^{-4}$
Неделя	$0,52 \cdot 10^{-4}$
2 недели	$0,5 \cdot 10^{-4}$
Месяц	$0,49 \cdot 10^{-4}$

После оценивания среднего интегрального значения электрохимического потенциала поверхности проводили потенциодинамические исследования (рис. 2). Анализируя результаты исследований можно заметить, что при увеличении времени предварительного пребывания в среде значение плотности тока обмена уменьшается. Для случая 1 и 8 разница составляет 2 порядка. Т.е. количество заряженных ионов в двойном электрическом слое уменьшается. Можем предположить, что это связано с накоплением продуктов коррозии на поверхности образца. Понятно, что это препятствует дальнейшему растворению материала подложки в дефектах покрытия. После месячного пребывания образца в среде под покрытием может образоваться достаточно толстый слой, состоящий из продуктов растворения подложки. Предположительно гидроксида железа (3+). Этот слой препятствует дальнейшему контакту материала образца с агрессивной средой.



1 – с момента погружения (ряд 1); 2 – через час после погружения (ряд 2); 3 – через четыре часа после погружения (ряд 3); 4 – через сутки после погружения (ряд 4); 5 – через 4 суток после погружения (ряд 5); 6 – через неделю после погружения (ряд 6); 7 – через 2 недели после погружения (ряд 7); 8 – через месяц после погружения (ряд 8)

Рисунок 2 – Результаты потенциодинамических исследований

Видно, что после месячного пребывания образца в среде значение плотности тока уменьшается. Этот факт увеличивает степень объективности предположения на предмет накопления продуктов коррозии под покрытием

Визуальная оценка состояния поверхности оценивалась по трем критериям:

- а) наличие продуктов коррозии на поверхности после высушивания поверхности, испытанного образца;
- б) приблизительное соотношение площадей со следами ржавчины и без них;
- в) вздутость покрытий после испытаний.

Практическое использование. Испытанию подлежали поршни тестоделителя А2ХТН изготовленные из бронзы БрА10Ж4Н4Л и поршни изготовленные из стали Ст. 08кп с нанесенным покрытием из бронзы БрАЖ-9-2 по внешней поверхности методом активированной электродуговой металлизации (рис. 3).

Результаты визуальных наблюдений сведены в табл. 2.

Выводы. В результате испытаний сделаны следующие выводы:

- сенсорный анализ состояния поверхности образцов после испытаний позволяет предполагать, что через месяц после контакта полуфабрикатов с покрытием соотношение поверхность с ржавчиной в четыре раза больше поверхности без ржавчины, установлено снижение электрохимического потенциала на поверхности раздела покрытие-основа в 3-5 раз при нанесении на стальные поверхности методом активированной электродуговой металлизации;
- использование технологии нанесения покрытий активированной электродуговой металлизацией позволяет уменьшить стоимость изготовления деталей поршень тестоделителя А2ХТН более чем в два раза за счет использования более дешевых материалов.

Таблица 2 – Результаты визуальной оценки состояния поверхности образцов с покрытиями после испытаний

№ испытания	Количество образцов индивидуально испытанных	Количество образцов совместно испытанных	Наличие продуктов коррозии		Наличие вздутий покрытия		Количество образцов с продуктами коррозии на поверхности		Количество образцов со вздутиями покрытия		Приблизительное соотношение площадей с ржавчиной / без ржавчины	
			Индивидуально	Совместно	Индивидуально	Совместно	Индивидуально	Совместно	Индивидуально	Совместно	Индивидуально	Совместно
1	4	4	+	+	–	–	4	4	0	0	1/2	1/2
2	4	4	+	+	+	+	4	4	4	4	1/5,5	1/6
3	4	4	+	+	–	–	4	4	0	0	4/1	4/1
4	4	4	+	+	–	–	4	4	0	0	6/1	6/1
5	4	4	+	+	–	–	4	4	0	0	1/1	1/1
6	4	4	+	+	+	+	4	4	4	4	1/1,4	1/1,4
7	4	4	–	–	–	–	0	0	0	0	1/1,4	1/1,4
8	4	4	+	+	–	–	4	4	0	0	4/1	4/1

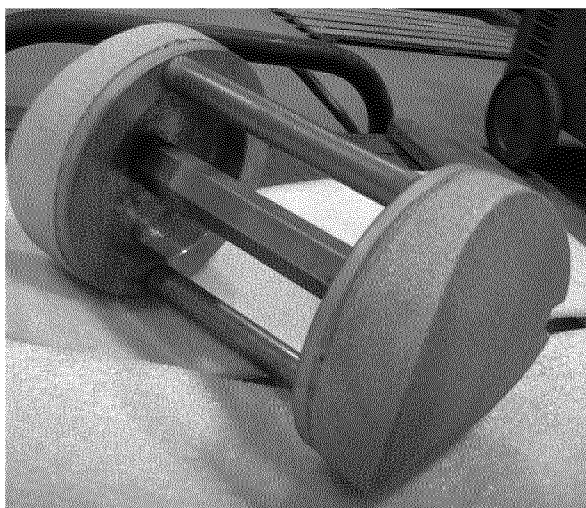


Рисунок 3 - Поршень тестоделителя А2ХТН

Список литературы

1. Акимов Г.В. Теория и методы исследования коррозии металлов /Акимов Г.В.– М.: Издательство Акад. Наук СССР, 1945.– 388 с.
2. Улиг Г. Коррозия и борьба с ней: Введ. в корроз. науку и технику / Г. Улиг, Р. Реви, Ф. Уинстон. Перевод с англ. А.М. Сухотина и др. – Л.: Химия, 1989. – 454 с.

3. Жук Н.П. Курс коррозии и защиты металлов: Учебник для студ. металлург. спец. вузов./Жук Н.П. – М.: Металлургия, 1968. – 407 с.
4. Кеше Г. Коррозия металлов./Кеше Г. – М.: Металлургия, 1984. – 400 с.
5. Феттер К. Электрохимическая кинетика. /Феттер К. – М.: Химия, 1967. – 209 с.
6. Улиг Г. Коррозия и борьба с ней: Введ. в корроз. науку и технику / Г. Улиг, Р. Реви, Ф. Уинстон. Перевод с англ. А.М. Сухотина и др.– Л.: Химия, 1989.– 454 с.

Ф. Златопольский, В. Лопата, А. Шалыгин, С. Налбадьян

Исследование защитных свойств газотермических покрытий используемых в пищевом производстве конструкционных элементов оборудования

В залежності від характеру зміни потенціалу електроду, в часі, можна передбачати, який із процесів (розчин або пасивація) має місце. Активація поверхневих іонообмінних процесів супроводжується зниженням електродного потенціалу, що приводить до збільшення термодинамічної ймовірності анодного процесу розчину матеріалу. Шляхом проведення порівняльного аналізу результатів можливо прогнозувати, який із розглянутих матеріалів і способів їх нанесення забезпечить найкращу протекцію поверхні.

F. Zlatopol'skiy, V. Lopata, A. Shalygin, S. Nalbad'yan

Research of protective properties of gasotermik coverages of in-use in a food production construction elements of equipment

Depending on character change of potential electrode, in time, it is possible to provide for, which from processes (solution or passiveness) takes a place. Activating of superficial ionchanging processes is accompanied the decline of electrode potential which results in the increase of thermodynamics probability of anodal process of solution of material. It is possible to forecast by the leadthrough of comparative analysis of results, which from the considered materials and methods of their causing will provide the best patronage of surface.

Одержано 21.09.09

УДК 621.793.620.172

В.С. Ивашко, проф., д-р техн. наук, В.К. Ярошевич, проф., д-р техн. наук,
Белорусский национальный технический университет, г. Минск, Беларусь

П.Г. Лузан, доц., канд. техн. наук, Г.Н. Мдзинарашвили, инженер
Кировоградский национальный технический университет

Упрочнение быстроизнашивающихся деталей почвообрабатывающей техники

Дана краткая характеристика новых материалов и методов упрочнения быстроизнашивающихся деталей рабочих органов почвообрабатывающей техники. Рассмотрены такие прогрессивные методы формирования требуемых свойств износостойкого слоя как метод поперечно-клиновой прокатки, электроконтактного припекания лазерная и микроплазменная обработка.

быстроизнашивающиеся детали, почвообрабатывающая техника, новые материалы и методы упрочнения, метод поперечно-клиновой прокатки, электроконтактное припекание, лазерное термоупрочнение, микроплазменного оплавления

Введение. Одним из наиболее перспективных методов повышения износостойкости быстроизнашивающихся деталей почвообрабатывающей техники является формирование на ее рабочих поверхностях защитных слоев с использованием специальных материалов, технологий обработки, способов упрочнения (закалки, газотермического напыления, припекания порошковых материалов, лазерной, микроплазменной обработки), для повышения физико-механических свойств поверхностей, которые определяет эксплуатационные характеристики создаваемых изделий.

Наиболее перспективными и доступными материалами являются стали пониженной прокаливаемости. Из технологий порошковой металлургии для нанесения защитных покрытий наиболее эффективным процессом является электроконтактное припекание. Технология формирования защитных слоев с использованием концентрированных потоков энергии основана на возможности, в первую очередь, создавать на малом участке поверхности высокие плотности теплового потока, необходимые для интенсивного нагрева и быстрого охлаждения нагретых поверхностей.

Основная часть. В работе [1] установлено, что при измельчении различных сельскохозяйственных культур во избежание быстрого затупления ножей измельчающих аппаратов необходимо обеспечить своевременное поочередное удаление режущих зерен износостойкого покрытия. Этот эффект достигается с помощью использования упрочняющего материала с различными размерами структурных составляющих.

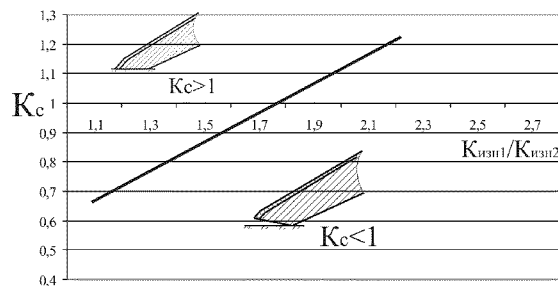
Одним из прогрессивных методов формирования требуемых свойств износостойкого слоя на рабочей поверхности детали является метод поперечно-клиновой прокатки (ПКП) [2], который позволяет наряду с увеличением коэффициента использования металла, производительностью труда, повысить прочностные характеристики поверхностных слоев.

Методом ПКП могут обрабатываться практически все конструкционные стали.

Одной из освоенных в промышленности технологий ПКП деталей является зуб бороны.

Обеспечение требуемого соотношения величин несущего и упрочненного слоев и их износостойкостей позволяет сохранять в процессе изнашивания значения геометрических параметров (рис. 1), которые влияют на энергетические и агротехнологические показатели почвообработки [3].

Это соотношение связано с условиями эксплуатации; типом почвы; удельным давлением, воздействующими на деталь, характером его распределения; геометрическими параметрами.



толщина детали $S=12$ мм, толщина упрочненного слоя $\rho_1=2$ мм; $p_1^{\max}=2 \cdot 10^{-2}$ МПа,

$$p_2^{\max}=0,5 \text{ МПа}, K_{1,2}=2 \cdot 10^{-3} \frac{\text{МПа}}{\text{мм}}$$

Рисунок 1 - Влияние соотношения износостойкостей несущего и режущего слоев на коэффициент самозатачивания K_c

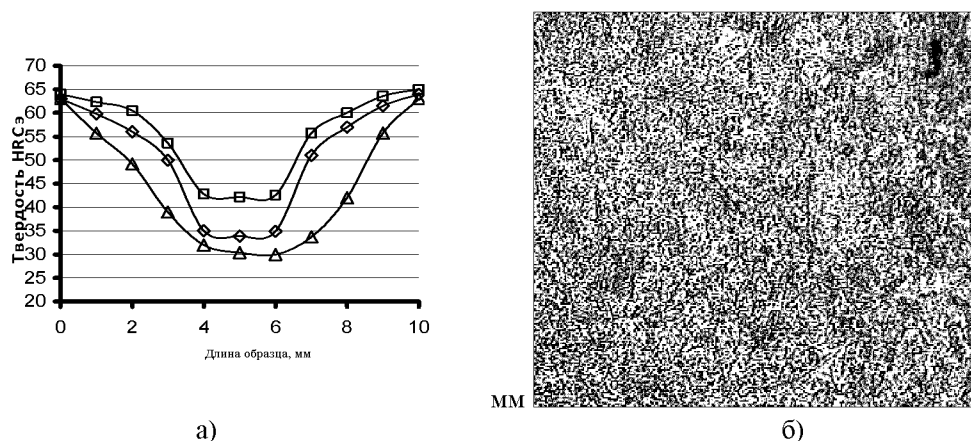
Для заданных параметров детали и условий эксплуатации выгодное формообразование возможно при соотношении износостойкостей упрочненного и несущего слоев не менее 1,7. Достичь подобных показателей при применении сталей пониженной прокаливаемости (например 60ПП) возможно при интенсивном охлаждении (спреерной закалке).

Распределение твердости по глубине и микроструктура закаленной стали ПП60 представлена на рис. 2.

Структура поверхности закаленных образцов: мартенсит, твердостью – 56...65 HRC₃ с пятнами троостита твердостью - 62...64 HRC₃.

Среди методов порошковой металлургии значительное место занимают процессы припекания порошков[4]. Суть данной технологии заключается в нанесении на поверхность детали слоя износостойкого порошкового материала и последующем их нагреве до температуры, при которой происходит спекание порошка и образование прочной диффузионной связи его с деталью. Наиболее эффективным является электроконтактное, которое позволяет применять давления (на 2-3 порядка выше, чем при индукционном спекании), а скорость нагрева может достигать нескольких тысяч градусов в секунду.

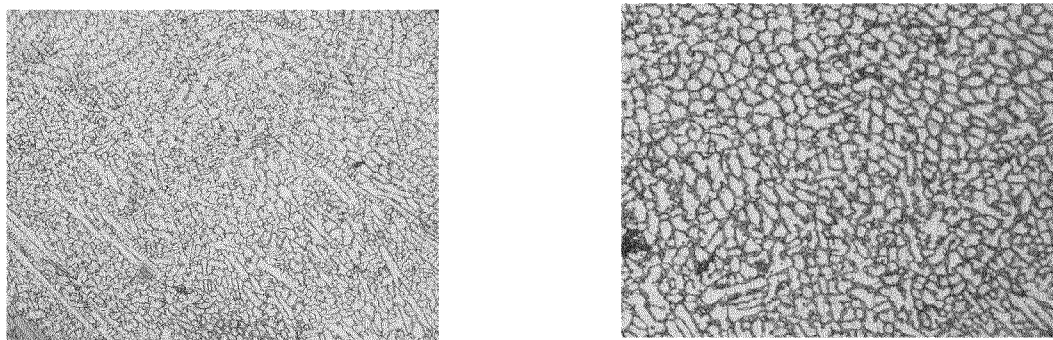
Данная технология применяется при упрочнении дисковых ножей почвообрабатывающих, строительных и других технологических машин, которые должны иметь незатупляемую, износостойкую режущую кромку.



а) при охлаждении; б) характерная микроструктура поверхности, после закалки на максимальную твердость

Рисунок 2 - Распределение твердости по глубине

Технология формирования защитных слоев с использованием концентрированных потоков энергии основана на возможности, в первую очередь, создавать на малом участке поверхности высокие плотности теплового потока, необходимые для интенсивного нагрева. При воздействии на металлическую поверхность излучение частично отражается от нее, а остальной поток проникает на небольшую глубину, что позволяет обрабатывать детали машин с небольшим объемным разогревом. Наилучшие результаты по формированию износостойких покрытий достигаются в результате применения самофлюсующихся материалов на основе Ni (с добавлением карбида вольфрама WC) (рис. 3) [5].



а-20 мкм, б-50 мкм) ×100

Рисунок 3 - Микроструктура образцов после микроплазменного оплавления нанесенного износостойкого материала с различными размерами структурных составляющих

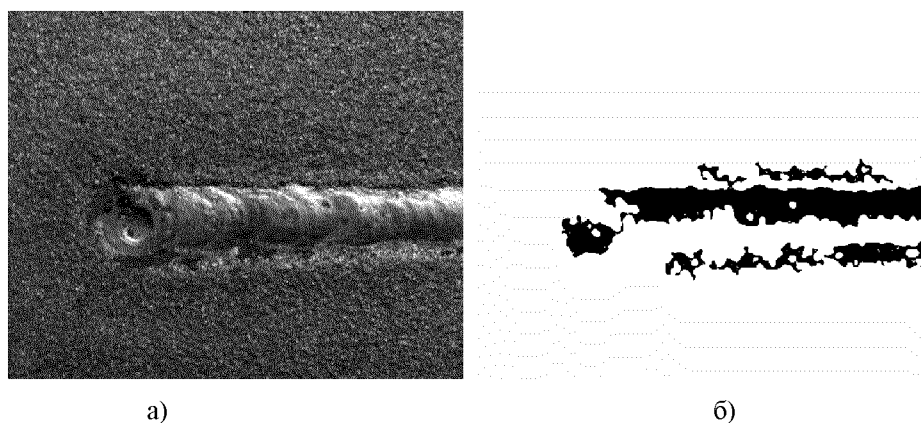
Как видно из рисунка 3 структура покрытия состоит из твердых мелкодисперсных включений, равномерно распределенных в пластичной, но достаточно прочной матрице (4000 – 4500 МПа), поскольку именно матрица определяет механические свойства покрытия, его сцепление с основой.

Основным преимуществом процесса лазерного термоупрочнения, определяющим его место среди широкого ряда методов поверхностного упрочнения, является возможность концентрации в локальной зоне поверхности высоких плотностей мощности. Это позволяет достигать сверхвысоких скоростей нагрева,

охлаждения тонкого поверхностного слоя и обеспечивать формирование за счет этого слоев сверхбыстрой заковки с повышенным комплексом свойств за счет высокой степени метастабильности структуры и проводить локальную обработку только рабочих поверхностей деталей без значительного их объемного разогрева.

Для предварительной оценки процессов лазерного и микроплазменного оплавления покрытий разработаны математические модели динамики распределения температурных полей тепловых процессов при обработке деталей с нанесенным композиционным материалом (на примере самофлюсующихся сплавов с 25 карбида вольфрама) под влиянием движущихся источника нагрева лазерного луча и микроплазменной дуги, что позволяет предварительно рассчитывать времена прогрева детали на требуемую глубину

Для наилучшего оплавления нанесенных износостойких покрытий с применением лазерной или микроплазменной обработки необходимо строго контролировать скорость перемещения луча (дугой) и качество оплавленной поверхности. Для реализации данного технологического приема разработана программа визуализации поверхности обработки детали в системе Microsoft Visual Studio 2005 на языке C# (Си Шарп) при лазерном или микроплазменном ее оплавлении, которая с помощью визуальной топографии обработанной поверхности помогает контролировать процесс оплавления и корректировать его в случае необходимости [6]. Критериями по которым визуально оценивается степень оплавления являются целостность (сплошность) полученной дорожки и ее ширина (рис. 4).



а – исходное изображение; б – изображение после обработки

Рисунок 4 - Пример изображения нормально проплавленного материала и результата обработки

Нормальное состояние оплавленной дорожки оценивается наличием одного протяженного сегмента шириной не более 100 пикселей с однородной яркостью (рис. 4б).

Заключение. Применение новых материалов, оборудования и технологических приемов обработки позволяет повысить ресурс быстроизнашивающихся деталей в т.ч. рабочих органов почвообрабатывающей техники от 1,5 до 4 раз.

Список литературы

1. Ивашко В.С. Обоснование размеров структурных составляющих при упрочнении ножей измельчающих аппаратов кормоуборочной техники / Ивашко В.С., Декевич П.А. Материалы 8-го Междунор. науч.-техн. семинара. Современные проблемы подготовки производства,

- заготовительного производства, обработки, сборки и ремонта в промышленности и на транспорте, Киев, 26-28 февраля 2008г./ Институт сверхтвердых материалов им. В.Н. Бакуля НАН Украины. – 2008.
2. Астапчик С.А. / Астапчик С.А., Ивашко В.С. Технология поперечно-клиновой прокатки в сельхозмашиностроении республики Беларусь. В сб. Современные методы и технологии создания и обработки материалов.-Мн. 2006. – С. 376–381/
 3. Бетенья Г.Ф., Теоретические и технологические основы упрочнения и восстановления деталей сельскохозяйственной техники. / Бетенья Г.Ф., Буйкус К.В., Ивашко В.С. и др. Мн. БГАТУ, 2006.
 4. Абрамович Т.М. Влияние технологических факторов на свойства покрытий при их электроконтактном припекании. Вопросы теории. / Абрамович Т.М., Донских С.А., Ярошевич В.К. Материалы Междунар. науч.-техн. конф. Модели и алгоритмы для имитации физико-химических процессов. Таганрог, 2008.
 5. Громыко Г.Ф. Моделирование процесса микроплазменной обработки деталей с нанесением порошковых материалов. / Громыко, Г.Ф., Мацука, Н.П., Ивашко, В.С., Декевич, П.А Сборник научных трудов VI международной научно-технической конференции «Материалы, технологии и оборудование в производстве, эксплуатации, ремонте и модернизации машин» – Новополоцк 2007.
 6. Ивашко В. С. Применение системы визуализации при лазерной и микроплазменной обработке деталей рабочих органов кормоуборочных машин / Ивашко В. С., Декевич П.А., Инютин А.В. : материалы 8-го Междунар. науч.-технического семинара. Современные проблемы подготовки производства, заготовительного производства, обработки, сборки и ремонта в промышленности и на транспорте, Киев, 26-28 февраля 2008г./ Институт сверхтвердых материалов им. В.Н. Бакуля НАН Украины. – 2008.
 7. Ивашко В. С. Микроплазменное оплавление самофлюсующихся материалов при упрочнении ножей измельчающих аппаратов / Ивашко В. С., Декевич П.А. В сб. «Новые материалы и технологии: порошковая металлургия, композиционные материалы, защитные покрытия, сварка», Минск: 2008.

В. Ивашко, В. Ярошевич, П. Лузан, Г. Мдзынарашвили

Зміцнення швидкозношуваних деталей ґрунтообробної техніки

Дана стисла характеристика нових матеріалів і методів зміцнення деталей робочих органів ґрунтообробних знарядь, які швидко зношуються. Розглянуті такі прогресивні методи отримання необхідних властивостей зносостійкого шару як метод прокатки, електроконтактного прип'єкання, лазерної і мікроплазмової обробки.

V. Ivashko, V. Yaroshevich, P. Luzan, G. Mdzynarashvily

The strengthening for quick wear out details of tiller machines

Brief characteristic of new materials and methods of strengthening for high-wear parts of tiller machines is presented. The progressive methods to create required properties of wear-registrant layer such as method of cross-wedge rolling, electrocontact sintering, laser and microplastic treatments are considered.

Получено 22.09.09

Результати експериментальних досліджень продуктивності пневматичного забірною пристрою для добування сапропелю

У статті наведено результати експериментальних досліджень впливу тиску повітря, кута нахилу твірної конусного корпусу, діаметра та довжини трубопроводу пневматичного забірною пристрою для добування сапропелю на його продуктивність.

пневматичний забірний пристрій, продуктивність, тиск, кут нахилу твірної, сапропель

Постановка проблеми. Одним з нових напрямків у розробці засобів для добування і транспортування сапропелю з підводних родовищ є застосування пневматичних забірних пристроїв. Головним завданням розробки та дослідження даних засобів є вибір раціональних конструктивних параметрів та оптимальних режимів роботи для підвищення техніко-економічних показників. Основний акцент яких ставиться на збільшенні габаритних розмірів, потужності, швидкості переміщення, і т. д., а як результат сукупності цих параметрів – продуктивності.

Головним параметром оптимізації конструкції тут слід розглядати питомі затрати потужності (енергії) на добування кг (т) чи м³ сапропелю за умови збереження його природної вологості. При цьому потрібно враховувати, що забірне обладнання засобу для добування сапропелю повинно бути пристосоване для розробки різних за гранулометричним складом і вологістю сапропелів, різних за глибиною залягання, площею та ін. родовищ.

Аналіз останніх досліджень. Питанням досліджень добування сапропелю займалось широке коло вчених, як в Україні, так і за кордоном [3, 4, 5, 6]. Загалом засоби для добування сапропелю можна поділити залежно від принципу дії робочого органу на механічні і гідромеханічні. Також застосовуються пневматичні або вакуумні насоси. Зазначені засоби мають істотні конструктивні недоліки та великі матеріало-енергозатрати, що суттєво впливає на їх продуктивність та насиченість покладів вологою.

Із застосуванням пневматичного забірною пристрою [2, 4] проблема насичення покладів вологою у процесі їх добування вирішується, а конструкція конусного пневматичного забірною пристрою [2] дозволяє значно знизити металомісткість такого пристрою. Проте питання впливу конструктивних параметрів на продуктивність пневматичного забірною пристрою вивчені недостатньо. У праці [1] визначено коло основних факторів, які впливають на цей параметр.

Метою роботи є дослідження закономірності впливу конструктивних та технологічних параметрів на продуктивність пневматичного забірною пристрою для добування сапропелю.

Результати досліджень. Для проведення досліджень і вибору оптимальних конструктивних параметрів пристрою для добування сапропелю була виготовлена

експериментальна установка з пневматичним забірним робочим органом, яка дозволяла змінювати ряд параметрів.

Змінними конструктивними параметрами та режимами роботи були:

- кут нахилу твірної конусоподібного корпусу $\alpha=15^\circ; 20^\circ; 25^\circ$;
- діаметру транспортуючого трубопроводу $d=0,043; 0,055; 0,067\text{м}$;
- довжина транспортуючого трубопроводу $l=1,5; 3; 4,5\text{м}$;
- глибина добування $h=2 \dots 4\text{м}$;
- робочий тиск повітря $P=200; 300; 400; 500\text{кПа}$.

Для проведення досліджень були виготовлені три конусоподібних корпуси із різним за величиною діаметром вхідного отвору, який визначався в залежності від кута нахилу твірної конуса, а висота кожного з корпусів становила 0,5м (рисунок 1). Також була виготовлена багатоваріантна конструкція транспортуючих трубопроводів до складу якої входило три трубопроводи із вказаним вище внутрішніми діаметрами. Кожен з трубопроводів складався з трьох відрізків довжиною по 1,5м, які з'єднувались між собою герметичними муфтами, а з корпусом – фланцевою муфтою. Для забезпечення міцності і жорсткості конструкції передбачений збірний металевий каркас, який охоплював забірний корпус та кріпився до транспортуючого трубопроводу.

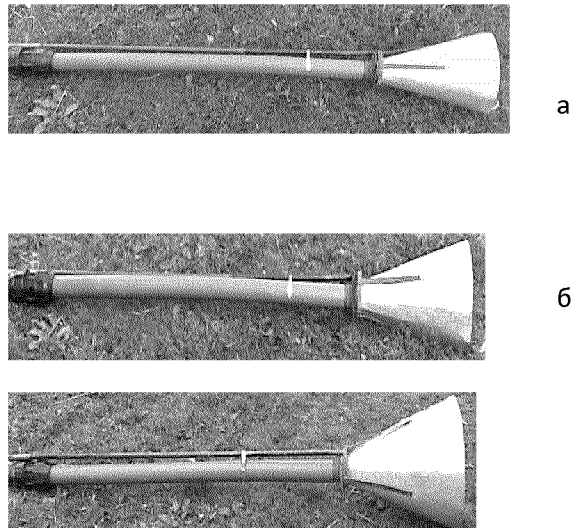


Рисунок 1 – Фото пневматичного забірного пристрою за його комплектування конусоподібним корпусом із кутом нахилу твірної: а - $\alpha = 15^\circ$; б - $\alpha = 20^\circ$; в - $\alpha = 25^\circ$

Дослідження проводились наступним чином. Засіб для добування сапропелю занурювався безпосередньо в сапропель на глибину 2 м. Після чого вмикали компресор та наповнювали його ресивер атмосферним повітрям до тиску $P=800\text{кПа}$. Потім відкривали золотник компресора, через який надходило стиснуте повітря до робочого органу через пневмопровід під тиском 200кПа . При цьому підтримувалась постійна робота компресора. В процесі виходу повітря з робочого органу та взаємодії його з сапропелем у корпусі пристрою відбувалося псевдо зрідження сапропелю потоком повітря за допомогою якого сапропель спрямовувався до вихідного вікна та подавався у порожнину транспортуючого трубопроводу. Цим же трубопроводом під дією стиснутого повітря сапропель транспортувався до надводної поверхні. Після установки засобу та набуття нею усталеного режиму роботи фіксувалась хвилинна продуктивність. Досліди проводились у трикратній повторюваності для кожного з

варіантів комплектації забірною пристрою. Оскільки процес добування був неперервним, то пристрій при роботі поступово занурювався через забір матеріалу, а тому глибина h змінювалась від початку експерименту і до його завершення в межах 2...4 м. Аналогічні дослідження проводились за робочого тиску повітря $P=300; 400; 500$ кПа. Експериментальні дослідження проводились на оз. Зяцьке Старовижівського району Волинської області. Максимальна висота водного дзеркала 0,7м.

Середні значення хвилинної продуктивності пристрою для добування сапропелю, отримані у результаті експериментальних досліджень, наведені у табл. 1.

Таблиця 1 – Середні значення хвилинної продуктивності досліджуваного пристрою

Кут нахилу твірної конуса корпусу α , град	Діаметр трубопроводу d , м	Довжина трубопроводу l , м	Глибина добування h , м	Тиск P , кПа	Продуктивність Q , кг/хв	Тиск P , кПа	Продуктивність Q , кг/хв	Тиск P , кПа	Продуктивність Q , кг/хв	Тиск P , кПа	Продуктивність Q , кг/хв
25	0,067	1,5	2...4	200	45,0	300	49,6	400	58,6	500	68,0
		3			38,6		44,4		59,6		65,8
		4,5			27,4		29,0		46,6		54,0
	0,055	1,5	2...4	200	40,2	300	48,8	400	57,2	500	54,4
		3			35,2		38,8		44,8		44,0
		4,5			24,0		30,4		37,0		41,8
	0,043	1,5	2...4	200	23,2	300	26,8	400	30,6	500	35,2
		3			21,8		26,4		30,0		29,2
		4,5			18,0		20,8		28,4		28,4
20	0,067	1,5	2...4	200	26,6	300	35,4	400	48,2	500	58,0
		3			21,8		32,4		44,0		52,2
		4,5			15,2		20,0		32,0		36,8
	0,055	1,5	2...4	200	25,2	300	38,6	400	44,0	500	51,4
		3			20,0		30,6		35,4		45,0
		4,5			14,0		21,6		25,6		30,4
	0,043	1,5	2...4	200	23,2	300	26,8	400	30,6	500	35,2
		3			21,8		26,4		30,0		29,2
		4,5			19,4		20,8		28,4		28,4
15	0,067	1,5	2...4	200	18,8	300	18,8	400	22,8	500	24,2
		3			16,8		20,4		20,2		21,0
		4,5			15,4		15,6		16,8		16,4
	0,055	1,5	2...4	200	13,6	300	16,4	400	18,8	500	18,8
		3			12,8		15,2		16,0		17,2
		4,5			7,4		8,0		10,6		12,0
	0,043	1,5	2...4	200	14,0	300	15,4	400	16,0	500	16,8
		3			8,0		8,0		10,0		10,8
		4,5			4,80		6,8		7,2		7,4

Для аналізу отриманих експериментальних значень побудовані графічні залежності із застосуванням графічного згладжування (рисунки 2-5).

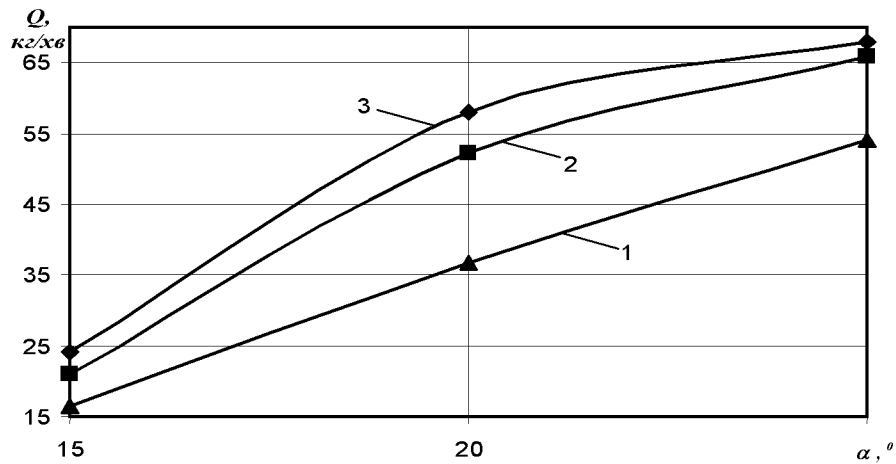


Рисунок 2 – Залежність продуктивності пристрою для добування сапропелю Q від кута нахилу твірної конусного корпусу при довжині трубопроводу: 1 – $l = 4,5$ м; 2 – $l = 3,0$ м; 3 – $l = 1,5$ м

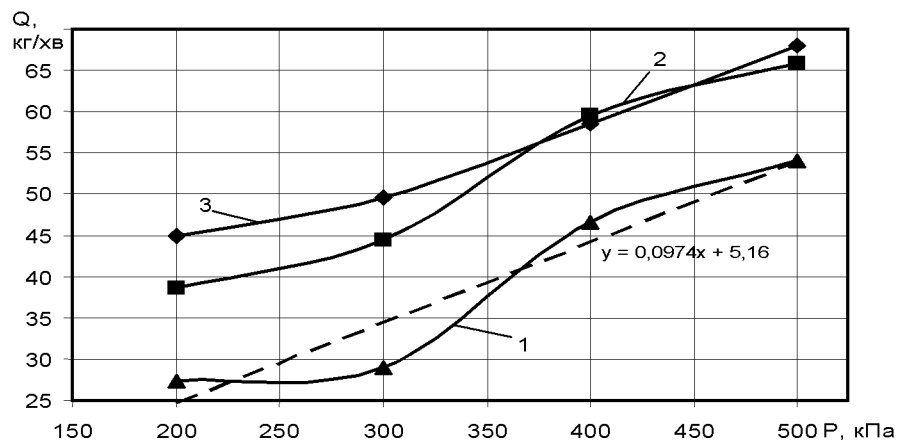


Рисунок 3 – Залежність продуктивності пристрою для добування сапропелю Q від робочого тиску P нагнітання повітря при куті нахилу твірної конуса корпусу $\alpha = 25^\circ$, діаметрі трубопроводу $d = 0,067$ м та його довжині: 1 – $l = 4,5$ м; 2 – $l = 3,0$ м; 3 – $l = 1,5$ м

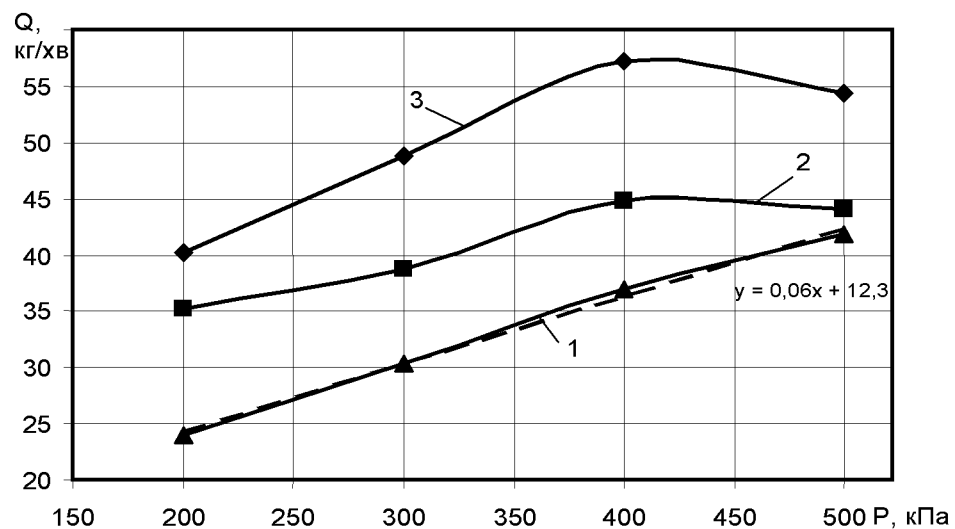


Рисунок 4 – Залежність продуктивності пристрою для добування сапропелю Q від робочого тиску нагнітання повітря при куті нахилу твірної конуса корпусу $\alpha = 25^\circ$, діаметрі трубопроводу $d = 0,055$ м та його довжині: 1 – $l = 4,5$ м; 2 – $l = 3,0$ м; 3 – $l = 1,5$ м

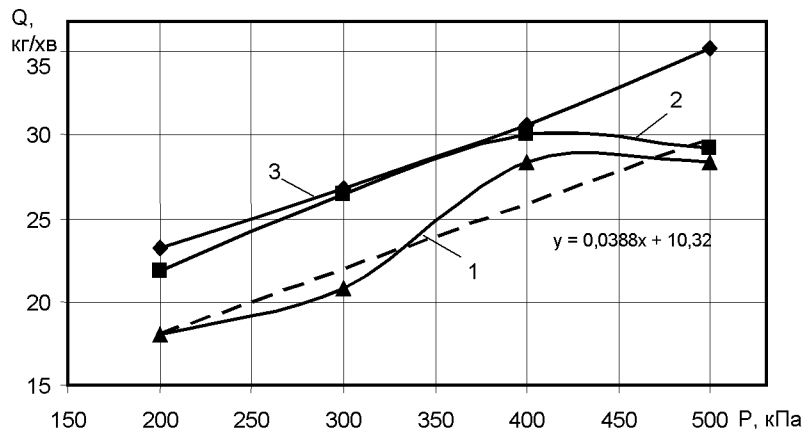


Рисунок 5 – Залежність продуктивності пристрою для добування сапропелю Q від робочого тиску нагнітання повітря при куті нахилу твірної конуса корпусу $\alpha = 25^\circ$, діаметрі трубопроводу $d = 0,043$ м та його довжині: 1 – $l = 4,5$ м; 2 – $l = 3,0$ м; 3 – $l = 1,5$ м

Аналіз отриманих графічних залежностей (рис. 2-4) дозволяє зробити такі **ВИСНОВКИ**:

1. За довжини транспортуючого трубопроводу $l = 1,5 \dots 3$ м є недоцільним збільшення кута нахилу твірної конусного корпусу понад 25° . Вплив більшого кута нахилу твірної для довжини транспортуючого трубопроводу $l > 3$ м потребує подальших досліджень;

2. Між продуктивністю Q пристрою для добування сапропелю із пневматичним забірним пристроєм та робочим тиском нагнітання повітря P існує залежність близька до прямолінійної. При цьому значення кутового коефіцієнта рівняння лінійної апроксимації зростає із зростанням діаметра транспортуючого трубопроводу (див. рівняння на рис. 3-4). Проте для тиску $P = 400 \dots 500$ кПа та довжини транспортуючого трубопроводу $l = 3 \dots 4,5$ м спостерігається зменшення впливу даного фактора на продуктивність;

3. Продуктивність засобу Q із зростанням довжини транспортуючого трубопроводу монотонно зменшується, тому збільшення його довжини понад $l = 4,5$ м є недоцільним. Оскільки такої довжини достатньо для добування сапропелю з-під водного дзеркала товщиною до 2 м та шару пелогену – 1...1,5 м.

Список літератури

1. І.Є. Цизь, С.М. Хомич. Дослідження пневматичного забірної пристрою для добування сапропелю. Сільськогосподарські машини: зб. наук. ст. – Вип. 18. – Луцьк: Ред. – вид. відділ ЛНТУ, 2009. – 499-503с.
2. Пат. 39044 України, Е02F3/08. Забірний пристрій / Цизь І.Є., Хомич С.М.; ЛНТУ. – №u200810917; заявл. 05.09.2008; опубл. 26.01.2009, Бюл. №2.
3. Лопото М.З. Сапропели в сельском хозяйстве / М.З. Лопото., Г.А. Евдокимова., П.Л. Кузьмицкий. – Мн.: Наука и техника, 1992. – 216с.
4. www.pneuma.lv.
5. Фомин А. Н. Технология добычи местных удобрений / А.Н. Фомин. – Мн.: Высшая школа, 1969. – 296с.
6. Лопотко М.З. Сапропели БССР их добыча / М.З Лопотко. Под ред. Академика Г.В. Богомоллова. Мн: Наука и техника, 1974 – 208с.

И. Цизь, С. Хомич

Результаты экспериментальных исследований продуктивности пневматического заборного устройства для добычи сапропеля

В статье приведены результаты экспериментальных исследований влияния давления воздуха, угла наклона образующей конуса корпуса, диаметра и длины трубопровода пневматического заборного устройства для добычи сапропеля на его производительность

I. Tsiz', S. Homich

The results of experimental researchers of productivities pneumatic pipeline of intake device for getting sapropel

The results of experimental researches of influence of air pressure, the angle of slope of cone corps formative, diameter and length of pneumatic pipeline of intake device for getting sapropel on his productivity are pointed in the article.

Одержано 22.09.09

В.І. Ветохін, канд. техн. наук

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»

П.О. Кутя, канд. техн. наук

ТОВ «КВС-Україна»

Проектування та результати випробувань робочого органу для глибокого розпушення міжрядь цукрових буряків

У статті запропонована загальна методика проектування безполицевих ґрунтообробних робочих органів. Проаналізовані недоліки відомого робочого органу знаряддя для глибокого розпушення міжрядь цукрових буряків. Визначені теоретичні основи та описано проектування нового робочого органу. Наведено данні порівняльних польових досліджень показників роботи знарядь, у тому числі з визначенням врожайності культури.

міжрядне глибоке розпушення ґрунту, методика, проектування робочого органу, властивості ґрунту, якість процесу, експериментальна перевірка

Постановка проблеми. Проблема збереження ресурсів в аграрному виробництві в наш час має особливу актуальність. Цю проблему можливо вирішувати підвищенням продуктивності при одночасному зниженні витрат. Відомо, що при вирощуванні просапних культур, зокрема цукрових буряків, здійснюється ряд технологічних операцій, від якості кожної з яких залежить кінцевий результат. Так, наприклад, установлено, що міжрядне глибоке розпушування посівів цукрових буряків у комплексі вегетаційного догляду істотно підвищує продуктивність поля. Однак існуючі робочі органи не повною мірою забезпечують якісні показники технологічного процесу. Проектування більш досконалих робочих органів у загальному випадку вимагає наявності методики проектування й теоретичної бази, заснованих на більш повному врахуванні властивостей ґрунту, що проявляються в процесі його обробки.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Відомі методики проектування детально розроблені в основному для робочих органів полицевого типу [1, 2]. Використовувати їх стосовно до специфіки агротехнічних вимог міжрядного розпушування неможливо. Поряд із цим, застосований для міжрядного глибокого розпушування посівів цукрових буряків, робочий орган типу стандартної «долотоподібної лапи» [3], має ряд істотних недоліків, обумовлених недосконалістю його форми, а саме [4]:

- має критичну глибину (нижче якої спостерігається ущільнення ґрунту – щілиноутворення) менше необхідної глибини розпушення;
- недостатній об'єм розпушеної зони ґрунту (як наслідок вищевказаного недоліку);
- виносить на поверхню поля ґрунт із нижніх шарів;
- має недостатню заглиблюючу здатність і, як наслідок, недостатню по величині й стабільності глибину ходу.

Ціль статті (постановка завдання). Ціль дослідження – запропонувати загальну методику проектування, придатну до розробки знарядь безвідвального типу,

вишукати теоретичні основи відносно до специфіки робочого органу для глибокого розпушення міжрядь цукрових буряків, розробити й випробувати новий робочий орган.

Виклад основного матеріалу дослідження. Проектування й впровадження в практику нових робочих органів і знарядь для розпушення ґрунту пропонується здійснювати по розробленій нами методиці в наступному порядку:

- Науковий аналіз проблеми й пошук шляхів її вирішення.
- Розробка технічної, технологічної або агротехнічної інновації (розробка ідеї).
- Розробка ескізного проекту експериментальних зразків комплексу знарядь (одиночного робочого органу або знаряддя) для механізації технологічного процесу або одиночної технологічної операції.
- Проведення необхідних досліджень для конкретизації значень необхідних параметрів.
- Проектування, конструювання, проведення необхідних досліджень для перевірки нових кінцевих рішень.
- Підготовка виробництва, виробництво й маркетинг нових робочих органів і моделей знарядь.
- Науковий аналіз практичного досвіду, наукових розробок і формулювання проблеми на новому етапі розвитку техніки та технології.

Аналіз всіх перерахованих етапів і аспектів проектування та виробництва виходить за межі даної статті. Далі наводимо результати робіт перших п'яти етапів.

Проведені нами дослідження показали, що робочі органи по відмінностях у фізиці процесу діляться на долотоподібні й ножовидні [5]. Узагальнення результатів досліджень показують, що для глибокого розпушення ґрунту раціональне застосування робочих органів долотоподібного типу. Долотоподібні робочі органи розпушують шар ґрунту в основному деформаціями зрушення з розтяганням. Даний висновок прийнятний при певних параметрах робочого органа та ґрунтових умов [6]. Істотною перевагою долотоподібних знарядь є наявність у механіці їхньої взаємодії із ґрунтом механізму авторегулювання форми робочої поверхні, що знижує енерговитрати, ущільнення й розпилення ґрунту [7].

Конструктивно робочі органи складаються зі стояка й розпушуючого елемента. Істотним параметром таких знарядь, що визначають механіку процесу взаємодії із ґрунтом, є відносна робоча ширина розпушуючого елемента b .

У загальному випадку:

$$b = (0,15 \div 0,25) H_{\text{макс}},$$

де $H_{\text{макс}}$ – максимальна глибина обробки.

Специфікою робочого процесу долотоподібних знарядь є наявність так званої критичної глибини $H_{\text{кр}}$ [8]. Нижче такої глибини замість розпушення (стружкоутворення) спостерігається щілиноутворення з ущільненням ґрунту в стінки борозни й підвищенням енерговитрат. Чисельне значення критичної глибини $H_{\text{кр}}$ визначається властивостями ґрунту, значенням параметрів його стану й параметрами робочого органа, зокрема значенням робочої ширини b . Вищевикладені недоліки роботи стандартної долотоподібної лапи обумовлені недосконалістю її форми й значенням параметра $b < 0,15 H_{\text{макс}}$.

Важливі обмеження, що накладаються агротехнічними вимогами - відсутність виносу на поверхню поля ґрунту з нижніх шарів і обмеження ширини зони розпушування при заданій максимальній глибині обробки.

За умови задоволення таким вимогам спроектована форма стояка робочого органа (рис. 1). Робочий орган з такою формою стояка може застосовуватися також як щілиноутворювач, зокрема у складі орієнтаторів просапних машин [9]. У цьому

випадку розпушуючий елемент, як частина конструкції, відсутній. При цьому забезпечується мінімальне значення критичної глибини $H_{кр}$, що є найважливішим параметром роботи щілиноутворювача орієнтаторів просапних машин.

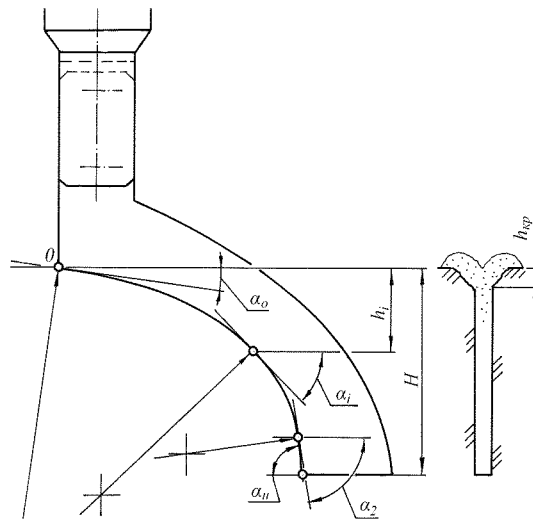


Рисунок 1 – Схема побудови форми профілю стояка робочого органа [9]

Кут нахилу передньої крайки стояка робочого органа в кожній її точці визначається залежністю

$$\alpha_i = \alpha_o + k h_i,$$

де α_o – кут нахилу до горизонталі передньої крайки стійки у верхній точці робочої частини стояка;

k – коефіцієнт пропорційності, що дорівнює $k = (\alpha_n - \alpha_o) / H_p$,

H_p – висота робочої частини стояка (орієнтовно дорівнює максимальній глибині розпушування ґрунту H_{max});

h_i – значення висоти i -ої точки передньої точки профілю стояка щодо верхньої точки його робочої частини.

Наступний етап роботи – проектування розпушуючого елемента. В результаті наших досліджень сформульований формогенний принцип (від слів форма й генезис – утворення) утворення форми робочих поверхонь розпушувачів ґрунту. А саме: для деформації й розпушення ґрунту низькоенергомісткими деформаціями зрушення з розтяганням кривизна робочої поверхні повинна безперервно зменшуватися від переднього до заднього обрізу. Як база проектування можуть бути використані форми з періодичної таблиці форм робочих поверхонь ґрунтообробних знарядь, що відповідають формогенному принципу (рис. 2) [10, 11].

Використання формогенного принципу та періодичної таблиці форм робочих поверхонь ґрунтообробних знарядь передбачає попередній вибір форми й параметрів переднього обріза поверхні розпушуючого елемента (рис. 3) [12].

Для збереження необхідної величини захисної зони рядка цукрових буряків необхідна мінімізація ширини зони B розпушення ґрунту при максимальній глибині розпушення до 20 см. Зменшення ширини зони розпушення B пов'язане з обмеженням зони поширення деформацій на початковому етапі проникнення деформатора в шар ґрунту, тобто під дією передньої частини робочої поверхні.

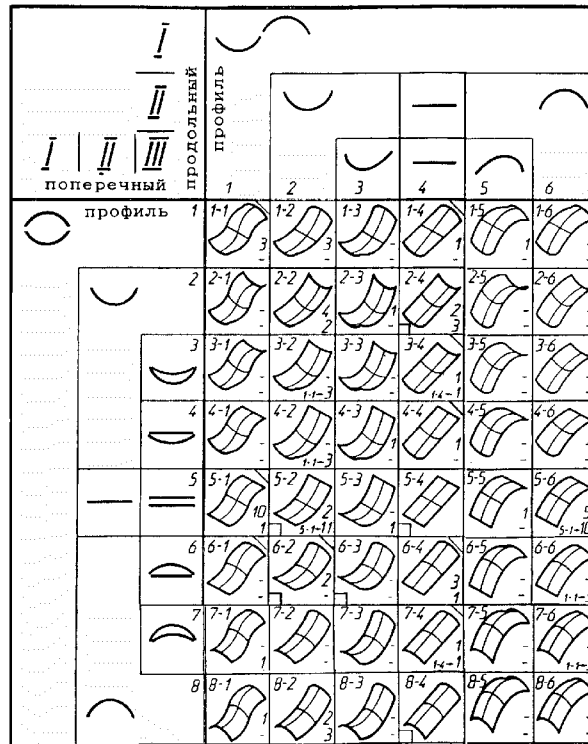
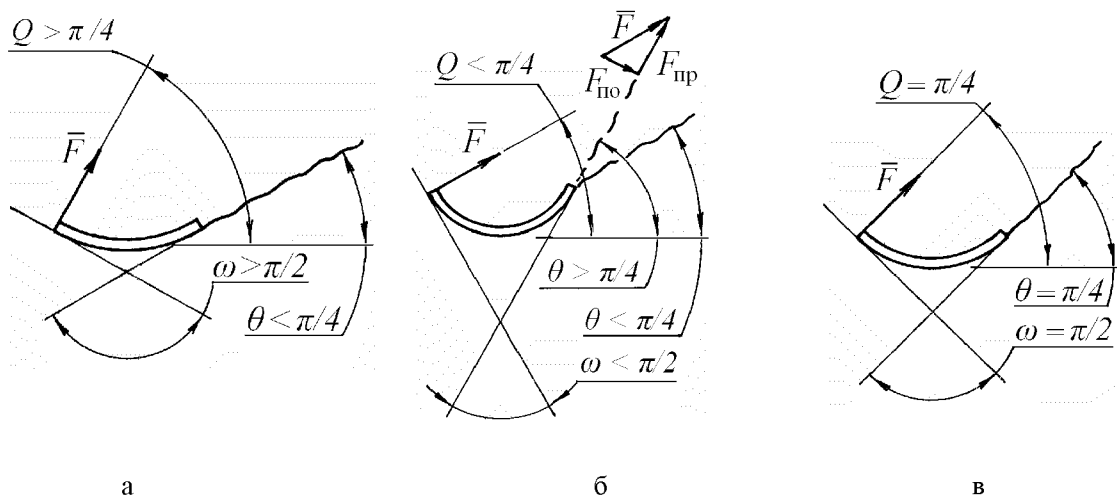


Рисунок 2 – Фрагмент періодичної таблиці форм робочих поверхонь ґрунтообробних знарядь [10, 11]



а – $\omega > \pi/2$; б – $\omega < \pi/2$; в – $\omega = \pi/2$

Рисунок 3 – Схема впливу значення кута ω обхвату шару ґрунту переднім обрізом робочої поверхні на значення кута бічного сколювання ґрунту θ [12]

Дане завдання вирішується відповідною орієнтацією дії елементарних сил реакції ґрунту на передній ділянці робочої поверхні розпушуючого елемента, що впливає на нахил до горизонталі стінки борозни θ . Основним параметром форми деформатора при цьому є кут охоплення шару ґрунту ω , тобто кут між дотичними до лінії поперечного перерізу робочої поверхні у крайніх його точках.

Орієнтація елементарних площадок передньої частини робочої поверхні впливає на процес деформації ґрунту:

- по-перше, як концентратори напруг, що визначають напрямки зародження тріщин бічного відколу;
- по-друге, як площадок, що створюють на шар тиск певного напрямку;
- по-третє, як поверхні екрануючої дії опозитно розташованої ділянки робочої поверхні (див. рис. 3).

Відомо, що у загальному випадку кут нахилу до горизонталі стінки борозни лежить у межах: $\theta = \pi/4 \pm \varphi/2$, де φ – кут внутрішнього тертя ґрунту. При сполученні параметрів - $\omega > \pi/2$, $Q > \pi/4$, (стілки борозни розташовані під кутом $\theta < \pi/4$), домінуючою буде орієнтація бічних ділянок як концентраторів напруг (рис. 3, а). При сполученні параметрів - $\omega < \pi/2$, $Q < \pi/4$ і $\theta > \pi/4$, імовірно защемлення шару ґрунту між робочою поверхнею й монолітом, а також між бічними ділянками робочої поверхні. Отже, мінімальне значення кута $\theta < \pi/4$ визначиться нахилом опозитно розташованих бічних ділянок робочої поверхні, при якому зменшується ймовірність защемлення шару ґрунту (рис. 3, б). При сполученні параметрів - $\omega = \pi/2$, $Q = \pi/4$, дія трьох перерахованих вище факторів узгоджується при $\theta = \pi/4$ (рис. 3, в). Отже, поставлене умова мінімізації ширини зони розпушування B задовольняється при куті охоплення шару ґрунту рівному: $\omega = \pi/2$ [12].

Після обґрунтування форми й параметрів переднього обрізу розпушувального елемента проектуємо його форму по запропонованій раніше методиці (рис. 4) [13].

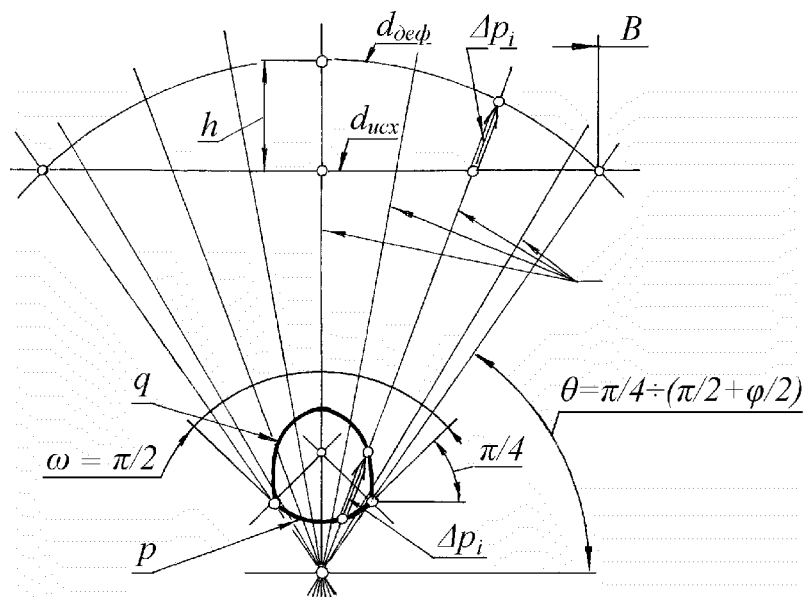
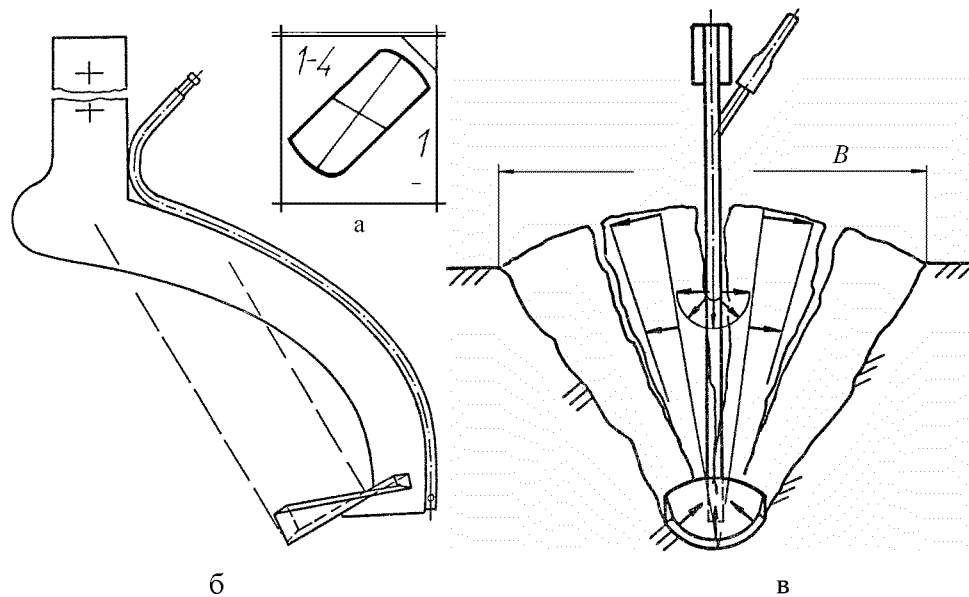


Рисунок 4 – Схема побудови форми заднього обрізу q робочої поверхні в залежності від деформації Δp денної поверхні шару ґрунту $d_{исх}$ - $d_{оэф}$ та форми переднього обрізу робочої поверхні p [13]

Відповідно до формогенного принципу форма поперечного перерізу робочої поверхні від початково увігнутої (на передньому обрізі) змінюється до менш увігнутої, прямолінійної або опуклої (на задньому обрізі). У періодичній таблиці форм робочих поверхонь ґрунтообробних знарядь, даній закономірності відповідають форми в чарунках від 1-1 до 4-6 (див. рис. 2). Виходячи з даних проектування, форма заднього обрізу робочої поверхні отримана опуклої (див. рис. 4). Ці дані, при прямолінійному поздовжньому профілю, приводять до вибору форми з чарунки 1-4. Більше ефективною

в роботі буде поверхня з чарунки 1-1, форма поперечного й поздовжнього перетинів якої змінюється від увігнутої до опуклої форми.

Сукупність форм і технічних рішень, викладених вище, реалізована в технічному рішенні по патенту України № 295 (рис. 5) [14].



а – чарунки 1-4 періодичної таблиці форм робочих поверхонь; б – вид збоку на робочий орган; в – поперечний перетин шару ґрунту, де B – ширина розпушеної смуги ґрунту

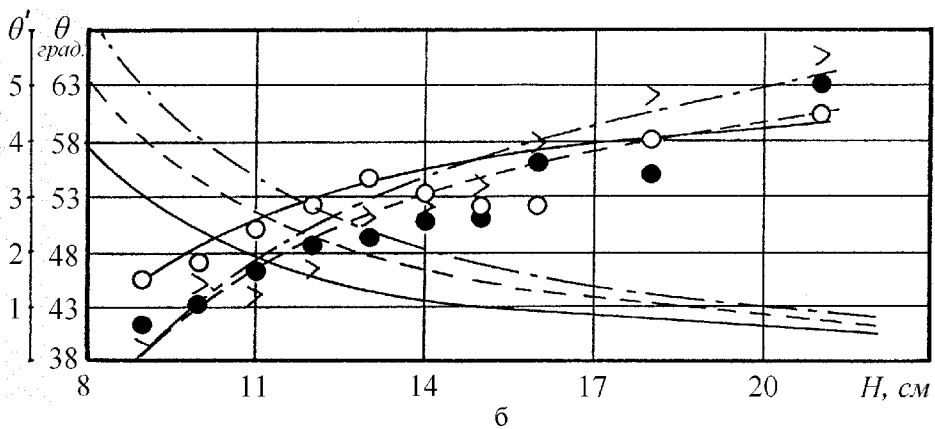
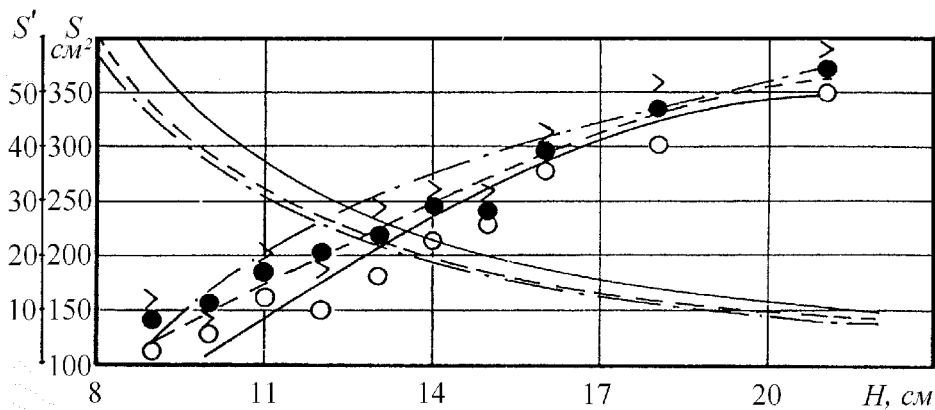
Рисунок 5 – Схема робочого органу для розпушення міжрядь просапних культур по патенту UA 295 [14]

Партія нових робочих органів для розпушення міжрядь просапних культур по патенту України № 295 була виготовлена та пройшла порівняльні експериментальні дослідження в складі культиватора УКРП-5,4 на полях Рівненської області [4].

Попередньо були проведені експериментальні дослідження по вибору деяких параметрів робочого органу, результати якого опубліковані [15, 16].

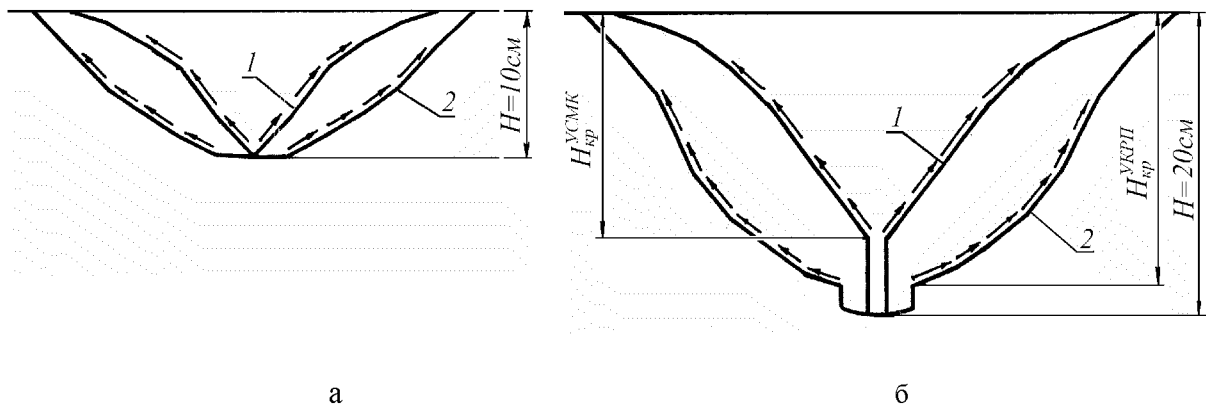
Попередні дослідження також стосувались отримання даних стосовно дії розрихлюючого елемента в залежності від форми переднього обрізу робочої поверхні. Теоретичні дані свідчать про прийнятність ввігнутої форми переднього обрізу робочої поверхні. Така форма порівнювалась з прямою та опуклою формами. Отримані експериментальні дані свідчать, що умовам міжрядного розпушення з обмеженням ширини смуги розпушеного ґрунту (що досягається обмеженням кута бічного сколювання ґрунту θ), та необхідністю збільшення об'єму розпушеного ґрунту, відповідає робочий орган саме при ввігнутій формі переднього обрізу робочої поверхні (рис. 6).

Експерименти показали, що параметри та форма стандартної долотоподібної лапи спричиняють до щілиноутворення у ґрунті при роботі глибше ніж 12–15 см, тобто об'єм розпушеного ґрунту не зростає при рості енерговитрат. Значення критичної глибини $H_{кр}^{УСМК}$ нового робочого органу значно більше значення критичної глибини $H_{кр}^{УКРП}$ стандартної долотоподібної лапи культиватора УКРП (рис. 7, 8, табл.).



———— - ввігнута форма; — — — — - пряма форма; — · — · — · — - опукла форма

Рисунок 6 – Експериментальні залежності впливу форми переднього обрізу робочої поверхні на значення площі поперечного перетину S розпушеного шару ґрунту (а) та кута бічного сколювання ґрунту θ (б) у залежності від глибини рихлення H [4]



а – глибини розпушення $H = 10$ см; б - глибини розпушення $H = 20$ см;

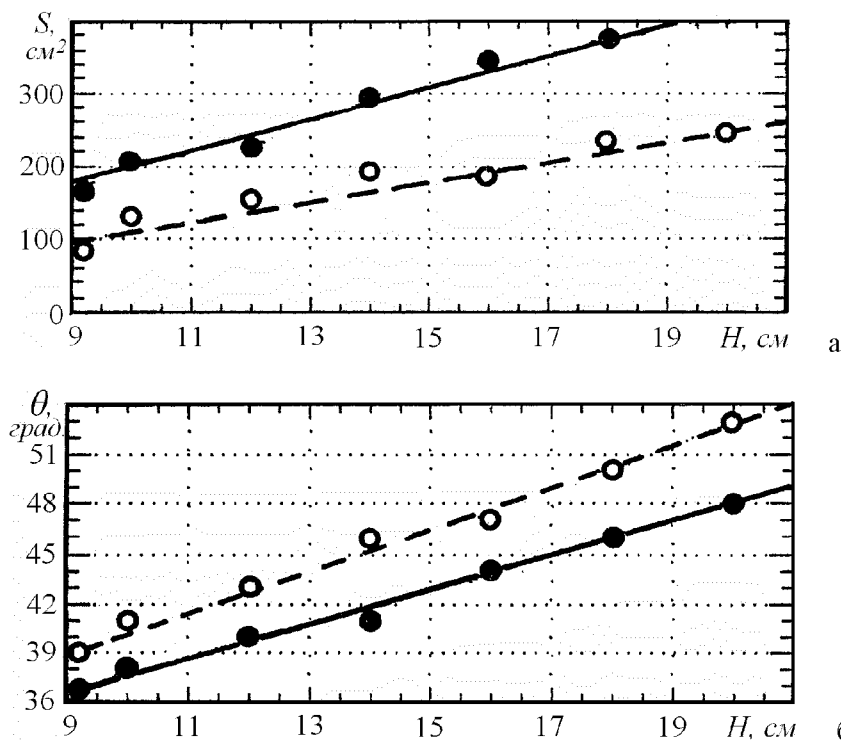
1 – базовий робочий орган культиватора УСМК-5,4В;

2 – новий робочий орган на культиваторі УКРП-5,4;

$H_{кр}^{УКРП}$ - критична глибина роботи нового робочого органу культиватора УКРП;

$H_{кр}^{УСМК}$ - критична глибина роботи базового робочого органу культиватора УСМК

Рисунок 7 – Вигляд поперечного перетину розпушеного шару ґрунту в залежності від типу робочого органа та глибини розпушення H [4]



● - новий робочий орган на культиваторі УКРП-5,4; ○ - робочий орган культиватора УСМК-5,4В

Рисунок 8 – Експериментальні залежності впливу глибини рихлення H на значення площі поперечного перетину S розрихленого шару ґрунту (а) та кута бічного сколювання ґрунту θ (б) в залежності від типу робочого органу [4]

Таблиця – Показники роботи культиваторів при глибокому розпушенні ґрунту в міжряддях цукрових буряків

№ п/п	Показники	Одиниці виміру	Марка культиватора			
			УСМК-5,4У	КОЗР-5, 4-0,2	КМС-5,4	УКРП-5,4*
1.	Глибина розпушення установочна	см	15,0	15,0	15,0	15,0
2.	Глибина розпушення фактична	см	13,2	12,5	9,5	14,9
3.	Середнє квадратичне відхилення глибини розпушення	см	2,3	2,2	1,8	2,1
4.	Площа поперечного перерізу зони деформації ґрунту	см ²	194	268	175	343
5.	Якість кришення, кількість фракції по масі:	%				
	- до 10 мм:					
	- від 10 до 50 мм					
	- від 25 до 50 мм					
	- більше 50 мм					
6.	Врожайність (НСР _{0,05} – 2,39 т/га)	т/га	42,6	43,2	39,6	47,3

* - нові робочі органи

Отримані дані свідчать про високу якість виконання технологічного процесу новими робочими органами (див. табл.). Встановлено, що площа поперечного перетину зони деформації ґрунту новими робочими органами перевищує в 1,7 рази цей показник для серійного культиватора УСМК-5,4В, при кращій якості кришення шару та утворенням до 52,3% агротехнічно корисних часток розміром до 10 мм, замість 33,7% у базовому варіанті, з одночасним зменшенням у 1,9 рази долі грудок розміром більш ніж 50 мм.

Дані, наведені в таблиці, свідчать, що новий робочий орган забезпечує утворення зони розпушення більшого розміру, а саме площею 342,5 см², порівняно з показником 194,4 см² у серійного культиватора. Цей факт у сукупності зі значно кращою якістю кришення ґрунту призвів до суттєвого підвищення врожайності цукрових буряків.

Дані дослідів по врожайності були піддані однофакторному дисперсному аналізу по повній схемі з повтореннями та ранговому аналізу методом довірчих інтервалів на 5% рівня значущості. Проведений аналіз показав, що існує достеменно різниця у врожайності цукрових буряків на ділянках, де працювали порівнювані культиватори. Так, найвища врожайність цукрових буряків була досягнута на ділянках, де працював культиватор з новими робочими органами – 47,3 т/га ($HCP_{0,05} = 2,39$ т/га, фактичне значення критерію Фішера $F_{\phi} = 15,44$).

Висновки і перспективи подальших розвідок.

Проведені дослідження підтвердили адекватність запропонованої загальної методики, але необхідно зазначити, що проектування нових робочих органів ґрунтообробних знарядь є творчим та досить специфічним процесом. Використання формогенного принципу побудови форм робочих поверхонь та періодичної таблиці форм робочих поверхонь ґрунтообробних знарядь у сукупності з напрацьованою теоретичною базою скорочує та належним чином спрямовує цей процес.

Отримані експериментальні дані свідчать, що більш ефективне кришення ґрунту розробленими новими робочими органами при сталому виконанні технологічного процесу, без перемішування слоїв ґрунту, покращує фізико-механічний стан ґрунту на протязі усього вегетаційного періоду та умови розвитку рослин. Ці фактори у результаті призводять до підвищення питомої продуктивності цукрових буряків.

Наступні дослідження варто спрямувати на деталізацію запропонованої загальної методики та насичення її теоретичною базою.

Список літератури

1. Сисолін П.В. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування: підруч. студ. вищ. навч. закл. із спец. «Машини та обладн. с.-г. вир-ва» / П.В. Сисолін, В.М. Сало, В.М. Кропивний; За ред. М.І. Черновола. – Кн.1: Машини для рільництва. - К.: Урожай, 2001. – 384 с.
2. Синеоков Г.Н. Теория и расчет почвообрабатывающих машин / Г.Н.Синеоков, И.М.Панов. – М.: Машиностроение, 1977. – 328 с.
3. Свекловодство: Проблемы интенсификации и ресурсосбережения / В.Ф. Зубенко, А.А. Иващенко, В.Т. Саблук, А.С. Заришняк и С.П. Цвей; Под ред. акад. УААН и РАСХН В.Ф. Зубенко. – Обухов: НПП ООО «Альфа-стевия ЛТД», 2005. - 400 с.
4. Кутя П.А. Обоснование параметров процесса и разработка рабочих органов для глубокого рыхления почвы в междурядьях сахарной свеклы: дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук / П.А. Кутя. – К.: ВНИС, 1993. - 184 с.
5. Ветохин В.И. Систематизация рабочих органов для рыхления почвы на основе физики процесса / В.И. Ветохин // Техніка АПК. – 2008. - № 9-10. - С. 21–25.

6. Ветохин В.И. Проектирование глубокорозпушувачів з урахуванням деяких аспектів деформування ґрунту / В.И. Ветохин // Техніка в с.-г. виробн., галузеве машинобудування, автоматизація: зб. наук. пр. Кіровоградського нац. техн. ун-ту. – Кіровоград: КНТУ, 2008. – Вип. 20. – С. 104–109.
7. Ветохин В.И. Фізичні аспекти прояву зворотного зв'язку та авторегулювання форми знаряддя в системі «знаряддя-ґрунт» / В.И. Ветохин // Техніка в с.-г. виробн., галузеве машинобудування, автоматизація: зб. наук. пр. Кіровоградського нац. техн. ун-ту. – Кіровоград, 2009. – Вип. 22. – С.119–124.
8. Зеленин, А.Н. Основы разрушения грунтов механическими способами.– Изд. 2-е / А.Н.Зеленин. – М.: Машиностроение, 1968. – 375 с.
9. А.с. 1396975 СССР, МКИ А 01 В 13/16. Рабочий орган для нарезки щелей в почве / В.С. Глуховский, В.И. Ветохин, В.Н. Данченко, Ю.С. Мухин, К.К. Бернасовский, Г.В. Чернявский. - № 4054661/30-15; заявл. 15.04.86; опубл. 23.05.88, Бюл. № 19.
10. Ветохин В.И. Периодическая система форм поверхностей почвообрабатывающих рабочих органов / В.И. Ветохин // Научно-технические достижения и передовой опыт в области с.-х. и тракторного маш-я: сб. – М.: ЦНИИТЭИтракторосельхозмаш. - 1992. - Вип. 2-3. - С. 22–27.
11. Vetochin V.I. PERIODIC TABLE OF SHAPES OF THE SURFACE FOR SOIL TILLAGE TOOLS / V.I Vetochin // Proceedings of TEN International Conference on Geometry and Graphics (ICGG), In 3 Vol. - Ukraine, Kyiv. - 2002. - Vol. 3. - P. 49–52.
12. Ветохин В.И. Обоснование формы и параметров рыхлительных рабочих органов с целью снижения энергозатрат на обработку почвы: дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук / Владимир Иванович Ветохин. - М. : ВИСХОМ, 1991. – 309 с.
13. Ветохин В.И. Метод проектирования безотвальных рабочих органов / В.И. Ветохин // Тракторы и с.-х. машины. – 1993. - № 9.- С. 17–19.
14. Патент 295 Україна, МКП А 01 В 39/00, А 01 В 3/00, А 01 В 49/04. Рабочий орган ґрунтообробного знаряддя / В.И. Ветохин, Б.П. Федчук, В.С. Глуховський, П.О. Кутя. - № 5016762/SU; заяв. 18.12.91; опубл. 30.04.93, Бюл. № 1.
15. Кутя П.А. Определение высоты подъема заднего обреза рыхлительного элемента рабочего органа для обработки почвы в междурядьях сахарной свеклы / П.А. Кутя, В.И. Ветохин. – М.: Ин-т сахарной свеклы УААН; НПО «ВИСХОМ», 1992. – 11 с. - Рус. - Депонир. в ЦНИИТЭИтракторосельхозмаш. - №1548-тс93. Реферат опубл. в библиогр. указат. ВИНТИ «Депонированные научные работы». – 1993.– № 11. - С. 51.
16. Ветохин В.И. Влияние формы поперечного профиля рабочей поверхности рыхлителей на величину объема разрыхленной почвы / В.И. Ветохин, П.А. Кутя. – М.: Ин-т сахарной свеклы УААН; НПО «ВИСХОМ», 1992. – 9 с. - Рус. - Депонир. в ЦНИИТЭИтракторосельхозмаш. - №1549-тс93. Реферат опубл. в библиогр. указат. ВИНТИ «Депонированные научные работы», 1993.– № 11.- С. 51.

В. Ветохин, П. Кутя

Проектирование и результаты испытаний рабочего органа для глубокого рыхления междурядий сахарной свеклы

В статье предложена общая методика проектирования безотвальных почвообрабатывающих рабочих органов. Проанализированы недостатки известного рабочего органа орудия для глубокого рыхления междурядий сахарной свеклы. Определены теоретические основы и описано проектирование нового рабочего органа. Приведены данные сравнительных полевых исследований показателей работы орудий, в том числе с определением урожайности культуры.

B.Vetohin, P. Kutya

Planning and results of tests of working tool for the deep loosening of spaces between the rows of sugar beet

In the article the described general method of projecting of mold boardless soil loosening working tools. The disadvantages of working tools dip loosening of row-spacing of sugar beet. The theoretical bases were specified and the projecting of new working tool was described. The data of comparative field research of characteristic, including the ones with the determination of crop productivity were cited positions.

Одержано 01.10.09

О.Й. Мажейка, проф., канд.техн.наук, С.І. Маркович, доц., канд.техн.наук,
Ю.В. Рябоволик, асп.

Кіровоградський національний технічний університет

Конструкція головки для нанесення зносостійких електродугових покриттів на внутрішні поверхні деталей сільськогосподарської техніки

В статті здійснено розрахунок струмознімних направляючих електродугового розпилювача для нанесення зносостійких покриттів на внутрішні поверхні корпусних деталей сільськогосподарської техніки. При цьому отримано рівняння, що описують оптимальну форму кривизни направляючих з урахуванням фізико-механічних властивостей і розмірів порошкових та суцільнотягнутих електродних дротів.

зносостійкі покриття, вісь направляючих, порошковий дріт

Аналіз літературних джерел [1, 2] показав, що конструкції розпилюючих головок для нанесення електродугових покриттів на внутрішні циліндричні поверхні деталей складні та потребують частих регулювань на оптимальні режими роботи, споживають велику кількість стисненого повітря, що приводить до суттєвого окиснення краплин при розпиленні електродного дроту і не дозволяє одержати концентровану пляму напиленого металу та сприяє появі в покриттях великих розтягуючих напружень. Все це погіршує механічні властивості напиленого покриття, зокрема знижує його адгезію та когезію. Крім того вказані конструкції не дозволяють наносити покриття при співвідношенні діаметру та довжини отвору $1/2$ і більше за один установ.

Для вирішення поставленого завдання вважатимемо, що дріт моделюється консольно затисненою балкою. Дію на дріт направляючої замінимо розподіленим навантаженням $q(x)$ (рис. 1. б). Очевидно, що рівномірний притиск дроту до стінок направляючої буде забезпечений, якщо $q(x)=const$. Тоді розрахувавши форму пружної лінії балки, за цієї умови визначимо необхідну форму направляючої, яка забезпечує рівномірний притиск дроту.

Як показали попередні розрахунки, неможливо добитися прийнятних геометричних параметрів головки електродугового розпилювача залишаючись в зоні пружних деформацій дроту. Тому, необхідно вирішувати пружньо-пластичну задачу на основі моделі ідеально-пластичного матеріалу [4]. Максимальний згинальний момент, згідно [5], діє в місці закладення (т.0).

Враховуючи останню обставину, можна записати рівняння розвантаження перетину дроту при його проходженні по направляючій [4]:

$$M^* - M(x) = EI(\chi^* - \chi(x)), \quad (1)$$

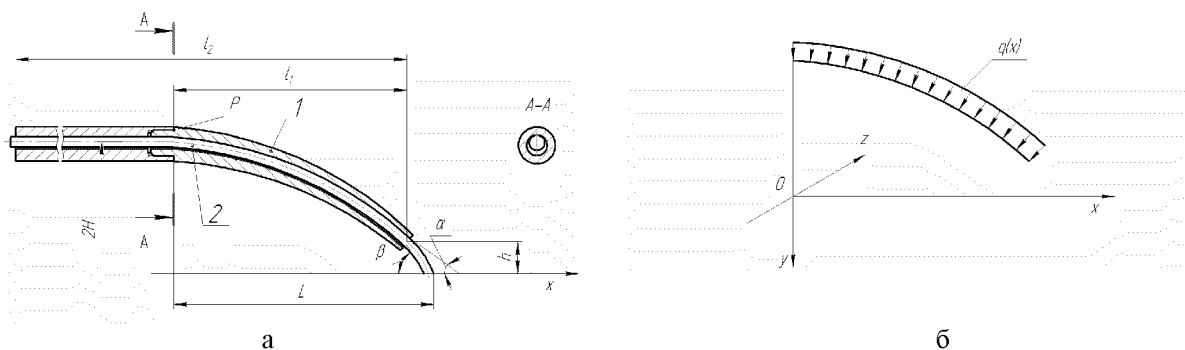
де M^* - максимальний згинальний момент (в т.0);

$M(x)$ - згинальний момент в довільному перетині x ;

E - модуль Юнга матеріалу дроту;

I - момент інерції перетину дроту;

χ, χ^* - відповідно кривизна дроту в нульовому (0) і довільному (x) перетинах.



1 – направляюча; 2 – дріт; $2H$ – відстань між дротами на паралельних відрізках; β – кут сходження дротів; α – кут виходу дроту з направляючої; h – виліт дроту, мм; L – відстань від площини, яка проходить через закріплені кінці направляючих, до точки сходження дроту, мм; l_1 – довжина направляючої, мм; l_2 – довжина системи, мм

Рисунок 1- Схема для розрахунку направляючої

Якщо прийняти за вісі координат головні центральні вісі, то можна записати:

$$\chi_z = \frac{M_z}{EI_z}, \quad \chi_y = \frac{M_y}{EI_y}, \quad e_0 = \frac{N_x}{EF}. \quad (2)$$

Тепер формула для напружень буде мати наступний вигляд:

$$\sigma = -\frac{M_z \cdot y}{I_z} + \frac{M_y \cdot z}{I_y} + \frac{N_x}{F}. \quad (3)$$

При згині в головній площині uox зв'язок з кривизною в цій площині можна записати наступним чином:

$$\frac{1}{\rho_z} = -\frac{M_z}{EI_z}. \quad (4)$$

Викривлена вісь зігнутої направляючої (рис. 1) являє собою деяку криву в площині uox ; задаючи переміщення точок початково прямої вісі направляючої, яка співпадає в початковому стані з віссю x , в виді функції $v(x)$, одержимо:

$$\frac{1}{\rho} = \pm \frac{v''}{(1 + v'^2)^{\frac{3}{2}}}. \quad (5)$$

Тут штрихи означають похідні по x , знак плюс або мінус вибирається в залежності від того, яку кривизну ми вважаємо додатньою. В випадку, зображеному на рис. 2а, згинальний момент додатній.

Випуклість зігнутої вісі обернена вгору, відповідно друга похідна v'' теж додатня. Тому точне диференціальне рівняння зігнутої вісі направляючої:

$$\frac{v''}{(1 + v'^2)^{\frac{3}{2}}} = \frac{M_z}{EI_z}. \quad (6)$$

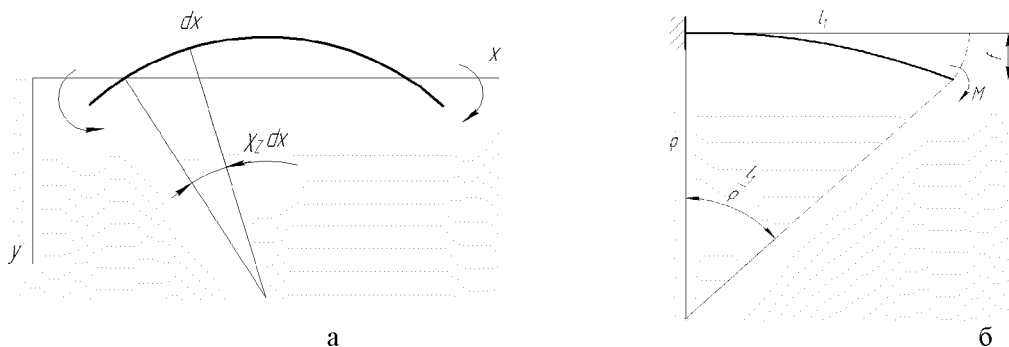


Рисунок 2- Схема моментів сил

Інтегрування цього нелінійного диференціального рівняння досить складне, але можливе. Як правило балки (направляючі), які являють собою несучі елементи конструкцій, отримують лише малі прогини. Тому тангенс кута нахилу дотичної до пружної лінії v' малий, а квадратом його можна знехтувати в порівнянні з одиницею. Таким чином, в подальшому будемо використовувати наступне наближене рівняння:

$$EI_z v'' = M_z(x). \quad (7)$$

Продиференціювавши рівняння (7) два рази по x , одержимо:

$$\frac{d^2}{dx^2} \left(EI_z \frac{d^2 v}{dx^2} \right) = q(x). \quad (8)$$

Функція, яка фігурує в правій частині, може бути узагальненою функцією типу дельта-функції (зосереджена сила) або похідною від дельта-функції (зосереджений момент).

Спробуємо тепер вияснити точність наближеного рівняння (7). Нехай затиснена направляюча довжини l_1 напружена моментом M (рис. 2б).

Балка зігнеться по дузі кола і прогин на кінці буде дорівнювати:

$$f = \rho \left(1 - \cos \frac{l_1}{\rho} \right). \quad (9)$$

Розкладемо косинус в ряд, обмежившись трьома членами розкладання:

$$\cos \frac{l_1}{\rho} = 1 - \frac{1}{2} \left(\frac{l_1}{\rho} \right)^2 - \frac{1}{24} \left(\frac{l_1}{\rho} \right)^4 - \dots$$

Вираз для f одержуємо наступний:

$$f = \frac{1}{2} \frac{l_1^3}{\rho^3} - \frac{1}{24} \frac{l_1^5}{\rho^5} - \dots \text{або} \quad f = \frac{1}{2} \left(\frac{M \cdot l_1}{EI_z} \right) - \frac{1}{24} \left(\frac{M \cdot l_1}{EI_z} \right)^3 - \dots \quad (10)$$

Інтегруючи рівняння (7) з врахуванням граничних умов $v(0) = v'(0) = 0$, одержимо:

$$\frac{f_0}{l_1} = \frac{1}{2} \frac{M l_1}{EI_z}.$$

Тут через f_0 позначена величина прогину, яка отримується по наближеній теорії. Точний (до величини третього порядку) вираз прогину можна представити наступним чином:

$$\frac{f}{l_1} = \frac{f_0}{l_1} - \frac{1}{3} \left(\frac{f_0}{l_1} \right)^3. \quad (11)$$

Відносна похибка при визначенні прогину:

$$\frac{|f - f_0|}{f_0} = \frac{1}{3} \left(\frac{f_0}{f} \right)^3.$$

Якщо задовільняємося при визначенні прогину похибкою в 3%, а більша точність не потрібна, так як похибка при визначенні модуля пружності зазвичай буває великою, то вважаючи, що:

$$\frac{1}{3} \left(\frac{f_0}{f} \right)^3 = \frac{3}{100}, \quad \text{знайдемо} \quad \frac{f_0}{f} = 0.3.$$

Таким чином, прогини балок (направляючих), які використовуються в якості несівних елементів конструкцій завжди набагато менше ніж 30% від довжини, тому для точного визначення $q(x)$ для накінецьників розпилювальної головки може бути використана формула (8).

Аналізуючи рівняння (8) і враховуючи геометричні розміри направляючого накінецьника при подальших розрахунках можна вважати, що $q(x) = \text{const} = q$

При цій умові маємо:

$$M(x) = M(0) = \frac{1}{2} q l^2, \quad (12)$$

$$M^* = M(0) = \frac{1}{2} q l^2, \quad (13)$$

де l – довжина направляючої, мм.

Для визначення $\chi(x)$, що входить в рівняння (1), заздалегідь знайдемо χ^* . Розглянемо поперечний перетин зігнутої осі дроту і запишемо вираз для сумарного моменту від напружень, що діють в перетині [4]:

$$M = \int_F \sigma(p) y(p) dF \quad (14)$$

де $\sigma(p)$ - напруження в довільній точці p перетину;

$y(p)$ - вертикальна координата p .

Оскільки напруження пов'язані з деформацією, то вводимо позначення

$$\sigma(P) = \varphi(e(P)), \quad (15)$$

де $e(P)$ - деформація перетину в точці P .

Введемо також функцію $B(y)$ для ширини перетину на відстані y від площини xoz ($-R \leq y \leq R$, де R - радіус дроту). Враховуючи область визначення $B(y)$, розглянемо її як функцію безрозмірної координати $B(y/R)$.

Приймаючи гіпотезу плоских перетинів [5, 6], отримали вираз для кривизни пружної лінії, пов'язаний з деформаціями будь-якого волокна в перетині

$$e = \chi y, \quad (16)$$

або з деформацією крайнього волокна

$$e_0 = \chi R. \quad (17)$$

Тоді, виходячи із систематичності перетину вирішимо рівняння (14) у вигляді:

$$|M| = 2 \int_0^R \varphi(\chi y) b(y/R) y dy, \quad (18)$$

або

$$\frac{M}{2R^2} \frac{1}{e_0^2} \int_0^{e_0} \varphi(e) b\left(\frac{e}{e_0}\right) e de = \Phi(e_0). \quad (19)$$

Таким чином, визначивши $\varphi(e_0)$, використовуючи вираз (19), можна зв'язати M і e_0 , а потім одержати співвідношення між M і χ .

Вважаючи деформацію будь-якого перерізу дроту ідеально пластичною [4], визначимо $\varphi(e)$ наступним чином:

$$\varphi(e) = \begin{cases} Ee, & \text{при } e \leq \frac{\sigma_T}{E} = e_T \\ \sigma_T, & \text{при } e > \frac{\sigma_T}{E} = e_T \end{cases}, \quad (20)$$

де σ_T - границя текучості матеріала дроту.

В подальшому будемо розглядати два випадки – дріт суцільного поперечного перерізу і порошковий дріт:

а) дріт суцільного поперечного перерізу.

Враховуючи, що

$$b\left(\frac{y}{R}\right) = 2R\sqrt{1 - \left(\frac{y}{R}\right)^2} \quad (21)$$

одержуємо

$$\frac{M_x}{2R^2} = \begin{cases} \frac{1}{e_0^2} \int_0^{e_0} Ee 2R \sqrt{1 - \left(\frac{e}{e_0}\right)^2} e de, & \text{при } e \leq e_T \\ \frac{1}{e_0^2} \int_0^{e_0} \sigma_T 2R \sqrt{1 - \left(\frac{e}{e_0}\right)^2} e de, & \text{при } e > e_T \end{cases}. \quad (22)$$

Визначаючи інтеграли, які входять у (22), маємо

$$M_x = \begin{cases} \frac{\pi R^3 E e_0}{4}, & e_0 \leq e_T \\ R^3 E e_0 \left[\frac{1}{2} \arcsin \frac{e_T}{e_0} + \left(\frac{5}{6} - \frac{1}{3} \left(\frac{e_T}{e_0} \right)^2 \right) \frac{e_T}{e_0} \sqrt{1 - \left(\frac{e_T}{e_0} \right)^2} \right], & e_0 > e_T \end{cases}, \quad (22a)$$

або, позначивши

$$\chi_T = \frac{e_T}{R} = \frac{\sigma_T}{ER},$$

одержуємо вираз для визначення згинального моменту в довільному перерізі балки.

$$M_x = \begin{cases} \frac{\pi R^3 E \chi}{4}, & \chi \leq \chi_T \\ R^4 E \chi \left[\frac{1}{2} \arcsin \frac{\chi_T}{\chi} + \left(\frac{5}{6} - \frac{1}{3} \left(\frac{\chi_T}{\chi} \right)^2 \right) \frac{\chi_T}{\chi} \sqrt{1 - \left(\frac{\chi_T}{\chi} \right)^2} \right], & \chi > \chi_T \end{cases}; \quad (23)$$

б) порошковий дріт.

Позначивши внутрішній радіус оболонки дроту через r , одержимо

$$B(y) = \begin{cases} 2(\sqrt{R^2 - y^2} - \sqrt{r^2 - y^2}), & \text{при } y < r \\ 2\sqrt{R^2 - y^2}, & \text{при } r < y < R \end{cases}. \quad (24)$$

Тому

$$\begin{aligned}
 M_x = & 2 \int_0^R \varphi(\chi y) b\left(\frac{y}{R}\right) y dy = 2 \int_0^r \varphi(\chi y) 2 \left[R \sqrt{1 - \left(\frac{y}{R}\right)^2} - r \sqrt{1 - \left(\frac{y}{r}\right)^2} \right] y dy + \\
 & + 2 \int_r^R \varphi(\chi y) 2 R \sqrt{1 - \left(\frac{y}{R}\right)^2} y dy = 2 \int_0^R \varphi(\chi y) 2 R \sqrt{1 - \left(\frac{y}{R}\right)^2} y dy - \\
 & - 2 \int_0^r \varphi(\chi y) 2 r \sqrt{1 - \left(\frac{y}{r}\right)^2} y dy
 \end{aligned} \quad (25)$$

Введемо позначення:

$$e = \chi y; \quad e_r = \chi r; \quad e_x = \chi R;$$

тоді

$$M_x = \frac{2R^2}{e_R^2} \int_0^{e_R} \varphi(e) 2R \sqrt{1 - \left(\frac{e}{e_R}\right)^2} e de - \frac{2r^2}{e_r^2} \int_0^{e_r} \varphi(e) 2r \sqrt{1 - \left(\frac{e}{e_r}\right)^2} e de. \quad (26)$$

Використовуючи (20) і виконуючи нескладні математичні перетворення одержуємо:

$$\begin{aligned}
 M_x = & \frac{\pi R^4 E \chi}{4} - \frac{\pi r^4 \chi}{4}, \text{ при } \chi < \frac{e_r}{R}; \\
 M_x = & \frac{\pi R^4 E \chi}{4} - r^4 E \chi \left[\frac{1}{2} \arcsin \frac{\chi_{Tr}}{\chi} + \left(\frac{5}{6} - \frac{1}{3} \left(\frac{\chi_{Tr}}{\chi} \right)^2 \right) \frac{\chi_{Tr}}{\chi} \sqrt{1 - \left(\frac{\chi_{Tr}}{\chi} \right)^2} \right], \text{ при } \frac{e_r}{R} < \chi < \frac{e_r}{r}; \\
 M_x = & R^4 E \chi \left[\frac{1}{2} \arcsin \frac{\chi_{Tr}}{\chi} + \left(\frac{5}{6} - \frac{1}{3} \left(\frac{\chi_{Tr}}{\chi} \right)^2 \right) \frac{\chi_{Tr}}{\chi} \sqrt{1 - \left(\frac{\chi_{Tr}}{\chi} \right)^2} \right] - \\
 & - r^4 E \chi \left[\frac{1}{2} \arcsin \frac{\chi_{Tr}}{\chi} + \left(\frac{5}{6} - \frac{1}{3} \left(\frac{\chi_{Tr}}{\chi} \right)^2 \right) \frac{\chi_{Tr}}{\chi} \sqrt{1 - \left(\frac{\chi_{Tr}}{\chi} \right)^2} \right], \quad (27) \\
 & \text{при } \chi > \frac{e_r}{r}
 \end{aligned}$$

$$\text{де } \chi_{Tr} = \frac{e_r}{r}, \quad \chi_{TR} = \frac{e_r}{R}.$$

Перепишемо рівняння (1) з врахуванням (12) і (13) в наступному виді:

$$\chi(x) = \chi^* - \frac{qx(2e - x)}{2Ey}. \quad (28)$$

Вважаючи, що $y''(x) = \chi(x)$ [6], одержуємо

$$y(x) = \chi \frac{x^2}{2} - \frac{qe}{Ey} \frac{x^3}{6} + \frac{q}{EI} \frac{x^4}{24} + Ax + B, \quad (29)$$

де A і B – довільна стала (визначається з граничних умов).

З врахуванням (рис.6.1) ($y(0) = -H \Rightarrow b = -H$; $y''(0) = 0 \Rightarrow A = 0$) вираз (29)

приймає вигляд

$$y(x) = \chi \frac{x^2}{2} - \frac{qe}{Ey} \cdot \frac{x^3}{6} + \frac{q}{EI} \frac{x^4}{24} - H. \quad (30)$$

Крім того, виходячи з конструктивних міркувань можна записати ще дві умови:

$$y(e) = \chi^* \frac{e^2}{2} - \frac{qe^4}{8EI} - H = -h, \quad (31)$$

$$y'(e) = \chi^* e - \frac{qe^3}{2EI} = \alpha. \quad (32)$$

Вводячи позначення ρ для радіуса залишкової кривизни дроту

$$\rho = \frac{1}{\chi(e)} = \frac{1}{y''(e)} = \frac{1}{\chi^* - \frac{3qe^2}{2EI}} \quad (33)$$

і проводячи нескладні геометричні перетворення, одержуємо додаткові вирази, які зв'язують конструктивні параметри металізатора:

$$\alpha = e - \rho \sin \alpha + \sqrt{\rho^2 \sin^2 \alpha - 2h\rho \cos \alpha}, \quad (34)$$

$$\beta = \alpha + \frac{1}{2\rho} \sqrt{h^2 + (\alpha - e)^2}. \quad (35)$$

Таким чином, отримана система рівнянь (31 - 35), що включає також залежно від виду дроту рівняння (23), або (27). Задаючись геометричними параметрами конструкції електродугового розпилювача L, h, β і H (рис. 1), а також геометрією перерізу дроту з властивостями його матеріалу E і σ_T , можна визначити параметри χ, q , і l_l . Потім, підставляючи задані і розраховані величини в рівняння (30) отримуємо рівняння, що описують оптимальну форму кривої направляючих.

Для перевірки отриманих теоретичних залежностей були відібрані дроти декількох марок: Св-08, 65Г і розроблені авторами порошкові дроти для наплення зносостійких покриттів, що піддаються обробці лезовим інструментом [7]. Фізико-механічні властивості дротів вибрані з довідкової літератури [3]. Розрахункові конструктивні параметри струмоznімного пристрою електродугового розпилювача для вказаних дротів приведені в таблиці 1 ($H = 45$ мм для серійного електродугового розпилювача ЭМ-17, діаметр дроту $d = 2$ мм).

Таблиця 1 – Розрахункові параметри головки електродугового розпилювача

Марка дроту	Параметри				
	h , мм	L , мм	l_l , мм	β , °	α , °
Св-08	10	118	105	38	30
65Г	10	143	125	29	26
Порошковий дріт	10	76	70	59	45

Використовуючи дані таблиці 1 і рекомендації [3], запишемо емпіричні рівняння для направляючих електродугового розпилювача оптимальної форми:

- дріт Св-08

$$y = 3.22x^4 - 1.45x^3 + 3.62x^2 - 0.07; \quad (36)$$

- дріт 65Г

$$y = 4.38x^4 - 2.14x^3 + 3.22x^2 - 0.07; \quad (37)$$

- порошковий дріт

$$y = 14.19x^4 - 3.78x^3 + 1.05x^2 - 0.07. \quad (38)$$

На основі одержаних рівнянь будуємо вишукувані криві (рис.2). Їх аналіз показує, що існують суттєві відмінності в формі кривих струмоznімного пристрою електродугового розпилювача для різних дровових матеріалів. Найбільша кривизна

направляющих одержана для порошковых дротів, а наименша для дротів зі сталі 65Г.

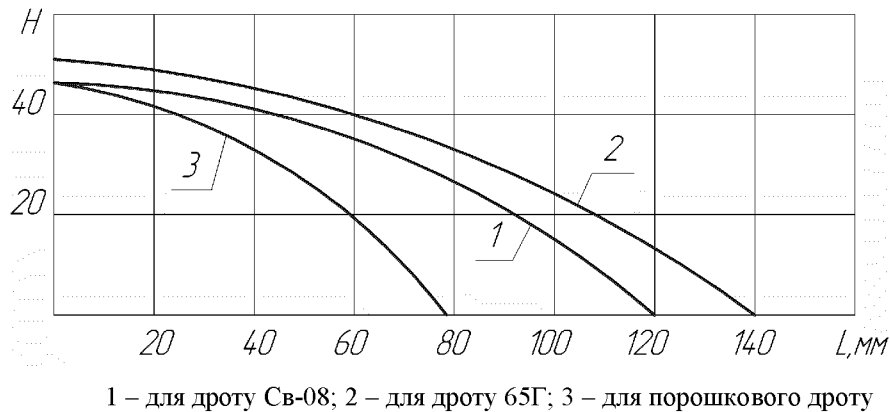


Рисунок 2 – Оптимальна форма направляющих электродугового распиловача

На основі отриманих даних розроблена конструкція электродугового распиловача для нанесення зносостійких покриттів на внутрішні поверхні корпусних деталей.

Список літератури

1. А.С.№925407. Оpubл.07.05.1982. бюл.№17. Электродуговой распылитель. В.Г. Кулешов, М.Г. Дребезгин, Р. Хакимов, А.З. Шарипов, Г.П.Панкин, Н.И. Латынин.
2. А.С.№111 308103. Оpubл.01.06.1971. бюл.№21. Распылительная головка к электрометаллизатору. Ю.А. Грызлов, З.Д. Макаева, А.И. Пономарев, Е.А.Губанова, В.В.Победоносцев.
3. Справочник металлиста /Под ред. А.Г.Рагштадта, В.А.Брострема. – т.2. – М.: Машиностроение, 1976. – 718 с.
4. Работнов Ю.Н. Механика деформируемого твердого тела. – М.: Наука, 1980. – 712 с.
5. Ицкович Г.М. Сопротивление материалов. – М.: Высшая школа, 1968. – 538 с.
6. Сопротивление материалов / Под ред. акад. АН УССР Писаренко Г.С. – 5-е изд., перераб. и доп. – К.: Вища шк. Головное изд-во, 1986. – 775 с.,
7. Пат. № 42414 У, МПК(2009) В23К 35/24. Порошковый дріт для одержання відновних электродуговых покриттів, придатних для обробки лезовим інструментом./ В.І. Похмурський, М.М. Студент, С.І. Маркович, О.Й. Мажейко, Ю.В. Рябоволик. Заявл.10.07.2009;Оpubл.бюл. №13

О. Мажейка, С. Маркович, Ю. Рябоволик

Конструкция головки для нанесения износостойких электродуговых покрытий на внутренние поверхности деталей сельскохозяйственной техники

В статье осуществлен расчет токоснимающих направляющих электродугового распылителя для нанесения износостойких покрытий на внутренние поверхности корпусных деталей сельскохозяйственной техники. При этом получены уравнения, которые описывают оптимальную форму кривизны направляющих с учетом физико-механических свойств и размеров порошковых и цельнотянутых электродных проволок.

O. Mazheyka, S. Markovich, Y. Ryabovolik

The calculation of sending arc nebulizer for causing of wear proof coverages on the internal surfaces of cabinet-type details of agrarian technique is carried out in the article. Equalizations which describe the optimum form of curvature sending taking into account physical and mechanical properties and sizes of powder-like and continuous electrodes are thus got.

Одержано 22.09.09

Зміст

<i>С.Ф. Пилипака, Д.Г. Войтюк, В.В. Адамчук, В.М. Булгаков</i> Математична модель руху матеріальної частинки у відцентровому розсіювальному апараті із циліндричними лопатками	3
<i>В.М. Булгаков, І.В. Головач, М.І. Черновол, М.О. Свірень</i> Ударна взаємодія вібраційного викопуючого робочого органу з коренеплодом цукрового буряку	11
<i>А. Ю. Горбовой, Т.Д. Гуцол</i> Математическая модель колебаний прицепного уборочного сельскохозяйственного машинного агрегата	26
<i>М.В. Молодик, А.М. Моргун, В.К. Чумак, Л. І. Шаповал, С.С. Котенко, Л. П. Молодик</i> Формування перспективної ремонтно-обслуговуючої бази агропромислового комплексу	34
<i>Т. І. Рибак, П. В. Попович, М. Я. Сташків</i> Концепція пошукового конструювання мобільної техніки в АПК	40
<i>П.М. Заика, М.В. Бакум, Р.В. Кириченко</i> Результаты полевых испытаний вибрационно-дискового высевающего аппарата на посевах мелкозерновых сельскохозяйственных культур	48
<i>Б. І. Котов, С. П. Степаненко, В. О. Швидя, Ю. Г. Коваль</i> До теорії розділення зерна в повітряному потоці	54
<i>Б. І. Котов, В. О. Грищенко</i> Моделювання перехідних режимів обладнання холодильної камери та структури системи автоматичного керування (САК) температурно-вологісним режимом	62
<i>С.М. Грушецький</i> Інноваційна картопляна техніка - комплексне рішення задач	68
<i>В.С. Ловейкін, Ю.В. Човнюк, А.І.Дитюк</i> Дослідження дальності польоту частинок твердих мінеральних добрив шляхом моделювання	82
<i>В.С. Ловейкін, Ю.В. Човнюк, Ю.О. Ромасевич</i> Оптимізація параметрів релейної мехатронної системи автоматичного регулювання технологічних процесів сільськогосподарського виробництва	91
<i>В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич</i> Оптимізація перехідних режимів руху кранового візка зі змінною довжиною підвісу вантажу	94

<i>М.А. Белоцерковский, А.И. Камко</i> Повышение работоспособности тяжелонагруженных узлов трения скольжения сельхозмашин нанесением покрытий с последующим трибомодифицированием	105
<i>М. А. Белоцерковский, А. В. Чекулаев</i> Использование технологии газопламенного напыления покрытий модифицированным полиамидом при изготовлении корпусных опор почвообрабатывающих агрегатов	111
<i>В. И. Жорник, А. И. Камко</i> Пластичная смазка с наноразмерными компонентами для тяжелонагруженных узлов трения сельхозмашин.....	115
<i>О.М. Васильковский, В.І. Гуцул, Д.С. Савченко</i> Обґрунтування геометричних параметрів дискового очисника лап парових культиваторів	121
<i>М.І Васильковський, О.М. Васильковский, СМ. Лещенко, Д.І. Петренко</i> Попередні дослідження альтернативних джерел створення повітряного потоку в пневмоінерційних зерноочисних машинах	126
<i>А.С. Лімонт, В.М.Килимчук, В.О.Ломакін</i> Упаковки льонотрести як логістичні об'єкти в транспортному забезпеченні її збирання	132
<i>И.А.Цурпал, В.Н. Юрков</i> К задачам расчета КИЛ в оболочках с разрезами-трещинами.....	139
<i>С.І. Пастушенко</i> Теоретична оцінка енергетичних показників роботи виконавчих органів пневмоприводу	144
<i>А.С. Лімонт, В.О.Ломакін</i> Тракторні причепа як засоби транспортування упаковок льонотрести	151
<i>М.М. Косінов, С.І.Шмат, В.В.Амосов</i> Удосконалення конструкції пневмомехнічного висівного апарата	156
<i>А. А. Дудников, И. А. Дудников, А.И. Беловод</i> Некоторые аспекты повышения ресурса сельскохозяйственных машин	160
<i>А.И. Беловод</i> Механизм упрочнения поверхности деталей при обычном и вибрационном их восстановлении	163
<i>И.А. Дудников, А.П. Кившик, А.А. Дудников</i> К вопросу влияния вибрационной обработки на деформирование материала обрабатываемых деталей	167
<i>Л.Н. Тищенко, В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский</i> Определение скорости зерновой смеси при решётном вибросепарировании.....	170

<i>М. Д. Занько</i> Дослідження залежності питомих витрат палива від технічних параметрів та продуктивності зернозбирального комбайна.....	176
<i>В.В. Онопа, М.М. Петренко, О.А Кислун, В.А. Онопа</i> Дослідження траєкторії руху домішок в повітряному потоці	183
<i>П.В. Паламарчук</i> Дослідження впливу додаткових навантажень в опорах мультиплікатора на несучу систему машини ОВП-2000	188
<i>Ф.І. Гончаров</i> Дослідження систем водозберігаючого зрошення	195
<i>С.І. Пастушенко, М.М. Огієнко</i> Математичне моделювання впливу процесу барботації на очистку насіння овоче-баштанних культур гідропневмосепаратором.....	201
<i>А.С. Пастушенко</i> Визначення конструктивно-технологічних параметрів машини давильного типу насінневих плодів овоче-баштанних культур.....	210
<i>М. В. Бакум, В. П. Ольшанський, М. М. Крекот</i> Дослідження руху часток в квазігоризонтальному плоскому каналі пневматичних сепараторів.....	216
<i>Л.Н. Болдар, О.С Білогуров, В.В. Рибас</i> Вплив конструкційних і технологічних чинників на напружено-деформований стан поршневих кілець і якість відремонтованих тракторних двигунів.....	223
<i>Л.Ю. Кокалюк, І.М. Дударєв, Р.В. Кірчук</i> Дослідження аеродинамічних характеристик шару вороху насіння трав	230
<i>А.Г. Кузьменко, С.В. Милятинський</i> Дослідження перетворення механічної енергії в теплову при терті твердих і рідких тіл	237
<i>А.Г. Кузьменко, С.В. Ситнік</i> Расчет и повышение износостойкости шаровых шарниров рулевого управления транспортных машин.....	244
<i>А.В. Рудь, Ю.Ф. Павельчук, І.О. Мошенко</i> Теоретичні дослідження процесу розподілу насіння зернових культур при підґрунтового-розкидного способі сівби.....	250
<i>А.В. Рудь, Ю. Ф. Павельчук, В.В. Нікітін</i> Огляд і аналіз конструкцій сівалок для сівби зернових культур.....	257

Е.Я.Строк, Л.Д.Бельчик

Разработка алгоритма управления навесным устройством зерноуборочного комбайна с использованием математического моделирования263

О.В. Думанський

Вплив завантаження дизельного двигуна на паливну економічність трактора269

В. В. Аулін, С. В. Лисенко, О. В. Кузик

Дослідження властивостей моторної оливи в процесі експлуатації дизелів274

В. В. Аулін, С.М. Лізунов

Дослідження мікрогеометрії поверхонь тертя деталей фрактальним методом280

В.В. Аулін, О.М. Лівіцький

Інформаційне забезпечення в системі технічного сервісу, діагностичного моніторингу та охорони праці в сільськогосподарському виробництві287

В.В. Аулін, А.А. Тихий

Врахування реологічних властивостей ґрунтів при їх взаємодії з РОГМ291

А.І. Бойко, І.В. Очеретько

Структурний аналіз функціонування посівної секції сівалки прямого посіву296

А.І. Бойко, Л.А. Савченко

Визначення структури силових факторів, що діють на жниварний машинно-тракторний агрегат з боковою навіскою301

І.П. Сисоліна

Про причини нерівномірності висіву шнековими туковисівними апаратами308

А.И. Сидашенко, И.Г. Шержуков, А.Г. Тридуб

Предремонтная диагностика автомобилей с помощью USB-осциллографа (мотортестера).....314

В.И.Мельник, С.А. Чигрина

Микроклимат каждого из полей, как фактор влияния на темпы проведения работ и потребность в технике319

С.В. Міненко, С.М. Герук

Експериментальні дослідження комбінованого сепаратора картопляного вороху326

А.Б. Невзорова, В.И. Врублевская, В.А. Дашковский

Использование самосмазывающихся подшипников скольжения на основе прессованной древесины в узлах трения сельскохозяйственной техники332

Т.С. Скобло, Р.В. Ридный

Формирование упрочняющих белых слоев на поверхности покрытия в процессе специальной механической обработки337

<i>О.Д. Криськов, К. К. Щербина</i> ООП та методика проектування регламенту технологічного процесу	342
<i>Ю.М. Федюшко, Ю.М. Куценко</i> Вимірювання діелектричної проникності біологічних об'єктів в широких частотних діапазонах.....	347
<i>Ю.В Мельник</i> Повышение рабочей скорости движения рассадопосадочного агрегата	356
<i>О. В. Диха</i> Геометричні параметри і режим тертя в напрямних елементах з маслоутримувальними канавками змінної глибини	363
<i>Н.Н.Мороз, В.В. Драгобецкий, Ю.А. Бойко</i> Влияние схемы напряженно-деформировочного состояния на локализацию деформаций, предшествующую разрушению	367
<i>А. С. Гринченко</i> Обеспечение долговечности шлицевых валов конструкторскими и технологическими методами	371
<i>С.С. Карабиньои</i> Визначення мікродеформацій в поверхневих шарах деталей голографічними методами	378
<i>В. В. Кифяк</i> Теоретичні дослідження процесу нагрівання зерна комбінованим енергопідведенням при прямоточному русі зерна	382
<i>С.А. Браженко, Є.Я. Прасолов, О.П. Слинко</i> Вдосконалення засобів механізації технологічного процесу вирощування просапних культур.....	388
<i>С.М. Герук, К.В. Борак</i> Методика експлуатаційних досліджень зношування робочих органів дискових ґрунтообробних знарядь.....	392
<i>В.І.Носуленко, ВМ.Шмельов</i> Вплив технологічних параметрів процесу розмірної обробки електричною дугою на шорсткість робочої поверхні спряжених пар робочих деталей розділових штампів.....	397
<i>Л.Ф.Головко О.Й. Мажейка, С.І.Маркович</i> Лазерне наплавлення та термомеханічна обробка композиційних матеріалів з пам'яттю форми.....	402

<i>Ф.Й. Златопольский, В.Н. Лопата, А.В. Шалыгин, СВ. Налбадьян</i> Исследование защитных свойств газотермических покрытий используемых в пищевом производстве конструкционных элементов оборудования	407
<i>В.С. Ивашко, В.К. Ярошевич, П.Г. Лузан, Г.И. Мдзинарашвили</i> Упрочнение быстроизнашивающихся деталей почвообрабатывающей техники.....	413
<i>І.Є. Цизь, С.М. Хомич</i> Результати експериментальних досліджень продуктивності пневматичного забірною пристрою для добування сапропелю	418
<i>В.І. Ветохін, П.О. Кутя</i> Проектування та результати випробувань робочого органу для глибокого розпушення міжрядь цукрових буряків	423
<i>О.Й. Мажейка, С.І. Маркович, Ю.В.Рябоволик</i> Конструкція головки для нанесення зносостійких електродугових покриттів на внутрішні поверхні деталей сільськогосподарської техніки	433